МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

В. П. Михайліченко, Д. І. Нечипоренко, Т. Б. Новожилова,
В. В. Себко, І. В. Пітак, О. Я. Пітак

РОЗРАХУНОК І КОНСТРУЮВАННЯ ПОСУДИН І АПАРАТІВ ХІМІЧНОЇ ТА ХАРЧОВОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ

ПІДРУЧНИК
для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»

ЧАСТИНА 1

Затверджено вченою радою Національного технічного університету
«ХПІ»

Харків
2020

УДК 66.02, 664
Р-65

Рецензенти: *В. Г. Здоренко,* д-р техн. наук, проф., зав. каф. Комп'ютерноінтегрованих технологій та вимірювальної техніки, Київський національний університет технологій та дизайну; *Н. М. Защепкіна*, д-р техн. наук, проф., в.о. зав. каф. Наукових, аналітичних та екологічних приладів і систем НТУ«КПІ» ім. Ігоря Сікорського; *В. О. Панасенко*, д-р техн. наук, проф., начальник науково-технічного відділу ДУ «НІОХІМ»

Автори: *В. П. Михайліченко, Д. І. Нечипоренко, Т. Б. Новожилова, В. В. Себко, І. В. Пітак, О. Я. Пітак*

Затверджено вченою радою НТУ«ХПІ» як підручник для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування», протокол № 3 від 01.03.2019 р.

Михайліченко В. П.
Р-65 Розрахунок і конструювання посудин і апаратів хімічної та харчової промисловості: підручник / В. П. Михайліченко, Д. І. Нечипоренко, Т. Б. Новожилова, В. В. Себко, І. В. Пітак, О. Я. Пітак – Харків : Видавництво та друкарня ПП "Технологічний Центр", 2020. – 280 с.

ISBN 978-617-7319-27-5 (print)
ISBN 978-617-7319-28-2 (on-line)

Наведено загальні відомості стосовно основ конструювання посудин та апаратів, короткі теоретичні відомості, які лежать в основі інженерних методик розрахунків тонкостінних посудин, практичну частину з прикладами, які ілюструють застосування розрахункових залежностей та типових елементів конструкцій.

Призначено для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» блоку дисциплін «Обладнання хімічних виробництв і підприємств будівельних матеріалів», «Обладнання переробних та харчових виробництв» усіх форм навчання.

Іл. 80. Табл. 15. Бібліогр. 49 назв.

DOI: 10.15587/978-617-7319-28-2

ISBN 978-617-7319-27-5 (print)
ISBN 978-617-7319-28-2 (on-line)

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

Термін	Одиниці вимірювання	Умовне позначення
1	2	3
Площа поперечного перерізу кільця жорсткості	мм^2 (см^2)	$A_к$
Безрозмірні коефіцієнти	–	B_1, B_2
Відстань між двома суміжними кільцями жорсткості, або ширина кільця	мм (см)	b
Сума збільшень до розрахункової товщини стінки	мм (см)	c
Збільшення для компенсації корозії й (або) ерозії	мм (см)	c_1
Збільшення на "мінусовий" допуск по товщині листа	мм (см)	c_2
Збільшення на технологію виготовлення	мм (см)	c_3
Внутрішній діаметр посудини або апарата	мм (см)	D
Розрахунковий діаметр гладкої конічної обичайки	мм (см)	$D_к$
Зовнішній діаметр обичайки або днища	мм (см)	$D_з$
Середній діаметр прокладки	мм (см)	$D_{сп.}$
Розрахунковий діаметр днища (кришки) і конічної обичайки	мм (см)	$D_р$
Ефективний діаметр конічної обичайки при зовнішньому тиску	мм (см)	D_E
Зовнішній діаметр посудини або апарата, а також діаметр меншої основи конічної обичайки	мм (см)	D_1
Найменший діаметр зовнішнього стоншення частини кришки	мм (см)	D_2
Діаметр болтової окружності	мм (см)	D_3
Діаметр отвору під болт (шпильку)	мм (см)	d
Максимальна сума довжин хорд отворів у найбільш ослабленому діаметральному перерізі днища	мм (см)	$\sum d_i$
Відстань між центром ваги поперечного перерізу кільця жорсткості й серединною поверхнею обичайки	мм (см)	e
Модуль подовжньої пружності при розрахунковій температурі	МПа (кгс/см^2)	E
Відстань від точки перетину середньої лінії стінки сферичного сегмента з кільцем до горизонтальної осі, що проходить через центр ваги кільця	мм (см)	e_1

Продовження переліку

1	2	3
Відстань від окружності розташування болтів до внутрішнього діаметра кільця	мм (см)	e_2
Відстань від окружності розташування болтів до лінії дії реакції прокладки	мм (см)	e_3
Розрахункове розтяжне або стискальне осьове зусилля без обліку навантаження, що виникає від внутрішнього надлишкового або зовнішнього тиску	Н (кгс)	F
Зусилля, що діє на прокладку від внутрішнього тиску	Н (кгс)	F_Q
Зусилля, що виникає в болтах з’єднання	Н (кгс)	$F_{б}$
Зусилля попередньої затяжки	Н (кгс)	$F_{пр}$
Допустиме осьове розтяжне або стискальне зусилля	Н (кгс)	$[F]$
Осьове стискальне зусилля у межах пружності	Н (кгс)	$[F]_E$
Допустиме осьове стискальне зусилля з умови місцевої стійкості в межах пружності	Н (кгс)	$[F]_{E_1}$
Допустиме осьове стискальне зусилля з умови загальної стійкості в межах пружності	Н (кгс)	$[F]_{E_2}$
Допустиме осьове стискальне зусилля	Н (кгс)	$[F]_{П}$
Висота циліндричної частини відбортовки днищ	мм (см)	$h_{ц}$
Довжина циліндричної частини відбортовки днищ	мм (см)	h_1
Висота перерізу кільця жорсткості, вимірювана від серединної поверхні обичайки	мм (см)	h_2
Ефективний момент інерції розрахункового поперечного перерізу кільця жорсткості	мм^4 (см^4)	I
Коефіцієнт ослаблення плоских днищ отвором	–	K_0
Момент інерції поперечного перерізу кільця жорсткості щодо осі, яка проходить через центр ваги поперечного перерізу кільця (*x*–*x*)	мм^4 (см^4)	$I_{к}$
Розрахунковий ефективний момент інерції розрахункового поперечного перерізу кільця жорсткості	мм^4 (см^4)	I_p
Коефіцієнт приведення радіуса кривизни еліптичного днища для попереднього розрахунку	–	$K_{пе}$

Продовження переліку

1	2	3
Коефіцієнт приведення радіуса кривизни еліптичного днища	–	$K_Е$
Коефіцієнт жорсткості обичайки, підкріпленої кільцями жорсткості	–	k
Розрахункова довжина циліндричної обичайки, яка укріплена кільцями жорсткості	мм (см)	L
Розрахункова довжина гладкої обичайки	мм (см)	l
Ефективна довжина стінки обичайки, що враховується при визначенні ефективного моменту інерції	мм (см)	$l_е$
Приведена розрахункова довжина	мм (см)	$l_{пр.}$
Відстань між двома суміжними кільцями жорсткості по осях, що проходять через центр ваги поперечного перерізу кілець жорсткості	мм (см)	l_1
Відстань між двома крайніми кільцями жорсткості й наступними ефективними елементами жорсткості	мм (см)	l_2
Довжина прилеглого елемента	мм (см)	l_3
Розрахунковий і допустимий згинальні моменти відповідно	Н·мм(кгс·см)	M, $[M]$
Допустимий згинальний момент з умови стійкості в межах пружності	Н·мм (кгс·см)	$[M]_E$
Допустимий згинальний момент з умови міцності	Н·мм (кгс·см)	$[M]_П$
Коефіцієнти запасу міцності	–	$n_в$, $n_д$, $n_т$, $n_п$
Коефіцієнт запасу стійкості	–	n_y
Допустимий внутрішній надлишковий або зовнішній тиск	МПа (кгс/см^2)	$[p]$
Допустимий тиск з умови стійкості в межах пружності	МПа (кгс/см^2)	$[p]_E$
Допустимий тиск з умови міцності	МПа (кгс/см^2)	$[p]_П$
Допустимий внутрішній або зовнішній надлишковий тиск з умов міцності або стійкості обичайки (з кільцями жорсткості)	МПа (кгс/см^2)	$[p]_1$

Продовження переліку

1	2	3
Допустимий зовнішній тиск з умови стійкості всієї обичайки (з кільцями жорсткості) у межах пружності	МПа (кгс/см^2)	$[p]_{1E}$
Допустимий зовнішній тиск з умови міцності всієї обичайки при φ = 1,0	МПа (кгс/см^2)	$[p]_{1\text{П}}$
Допустимий внутрішній або зовнішній надлишковий тиск з умов міцності або стійкості обичайки між двома кільцями жорсткості	МПа (кгс/см^2)	$[p]_2$
Допустиме поперечне зусилля	Н (кгс)	$[Q]$
Допустиме поперечне зусилля з умови стійкості в межах пружності	Н (кгс)	$[Q]_E$
Допустиме поперечне зусилля з умови міцності	Н (кгс)	$[Q]_{\text{П}}$
Мінімальне значення границі текучості при розрахунковій температурі	МПа (кгс/см^2)	R_e
Мінімальне значення границі текучості при температурі 20 °С	МПа (кгс/см^2)	R_e^{20}
Мінімальне значення тимчасового опору (границі міцності) при розрахунковій температурі	–	R_m
Мінімальне значення умовної границі текучості при розрахунковій температурі (напруга, при якої залишкове подовження 0,2 %)	МПа (кгс/см^2)	$R_{p0,2}$
Мінімальне значення умовної границі текучості при t = 20 °С	МПа (кгс/см^2)	$R_{p0,2}^{20}$
Мінімальне значення умовної границі текучості при розрахунковій температурі (напруга, при якої залишкове подовження 1 %)	МПа (кгс/см^2)	$R_{p1,0}$
Середнє значення границі тривалої міцності за 10^5 год. при розрахунковій температурі	–	$R_{m/10^5}$
Середня 1 % межа повзучості за 10^5 год при розрахунковій температурі	–	$R_{p1,0/10^5}$
Виконавча товщина стінки обичайки	мм (см)	s
Розрахункова товщина стінки обичайки	мм (см)	$s_{\text{р}}$
Ширина поперечного перерізу кільця жорсткості в місці його приварки до обичайки	мм (см)	t
Половина кута розчину при вершині конічної обичайки	град	α
Поправковий коефіцієнт до допустимих напруг	–	η

Продовження переліку

1	2	3
Коефіцієнт гнучкості елемента	–	λ
Допустима напруга при розрахунковій температурі	МПа (кгс/см^2)	$[\sigma]$
Допустима напруга при температурі 20 ^oC	МПа (кгс/см^2)	$[\sigma]_{20}$
Допустима напруга для кільця жорсткості при розрахунковій температурі	МПа (кгс/см^2)	$[\sigma]_к$
Коефіцієнт міцності зварного шва	–	φ
Коефіцієнт міцності зварних швів кільця жорсткості	–	$\varphi_к$
Коефіцієнти міцності кільцевого, подовжнього, поперечного швів	–	$\varphi_т$, φ_p, $\varphi_а$
Розрахунковий коефіцієнт міцності зварного шва	–	$\varphi_р$

ПЕРЕДМОВА

В останні десятиріччя в промислово розвинутих країнах світу спостерігається інтенсивний розвиток хімічної і харчової промисловості, що потребує створення високоефективних, економічних та надійних апаратів високої якості. У зв'язку з цим при проектуванні апаратів для цих галузей промисловості провідна роль належить інженерам-технологам та інженерам-механікам.

Навчальний курс «Розрахунок і конструювання машин та апаратів в харчових, переробних та хімічних виробництвах» є важливою ланкою, що поєднує загальну та професійну підготовку в єдину логічну систему підготовки фахівців зі спеціальності 133 «Галузеве машинобудування». В освоєнні професійних навчальних дисциплін суттєву роль відіграють практичні заняття, мета яких – навчити студентів проектувати та розраховувати обладнання за основними критеріями їх працездатності: міцністю, жорсткістю, герметичністю та ін.

З цією метою на кафедрі «Хімічна техніка та промислова екологія» НТУ «ХПІ» за допомогою спеціалістів ВАТ «УкрНДІХіммаш», м. Харків розроблено підручник, який містить: загальну частину, короткі теоретичні відомості, що лежать в основі інженерних методик розрахунків тонкостінних посудин; практичну частину з прикладами, які ілюструють застосування розрахункових залежностей та типових елементів конструкцій; контрольні запитання і завдання; додатки з усіма необхідними даними для виконання розрахунків.

ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

1 ОСНОВНІ ВІДОМОСТІ ПРО ТЕХНОЛОГІЧНЕ УСТАТКУВАННЯ ХІМІЧНОЇ І ХАРЧОВОЇ ГАЛУЗІ ПРОМИСЛОВОСТІ

1.1 Призначення і характеристика технологічного устаткування

Технологічні посудини й апарати в різних галузях промисловості призначені для здійснення в них хімічних, фізичних або фізико-механічних процесів (хімічна реакція, теплообмін без зміни агрегатного стану, випарювання, конденсація, кристалізація, розчинення, випарка, ректифікація, абсорбція, адсорбція, сепарація, фільтрація і т.п.), а також для зберігання і переміщення в них різних речовин.

Залежно від призначення апарати називаються відповідно до технологічного процесу, який в них протікає: реактор, теплообмінник, екстрактор, конденсатор, сепаратор, випарник і т.д.

Речовини, що містяться та переробляються в посудинах і апаратах характеризуються різною хімічною активністю (по відношенню до конструкційних матеріалів і різною мірою дії на обслуговуючий персонал) – від інертних до дуже агресивних, від нешкідливих до вогневибухонебезпечних, а також різним агрегатним станом (найчастіше рідким і газоподібним, рідше твердим).

Різні хіміко-технологічні процеси в посудинах і апаратах здійснюються при різних, властивих кожному процесу, тисках – від глибокого розрядження (вакууму) до надмірного, в декілька сотень МПа, і найрізноманітніших температурах від –254 °С до +3000 °С.

Характер роботи апаратів буває безперервний і періодичний, а установка їх може бути стаціонарною і нестаціонарною (яка передбачає або допускає переміщення обладнання).

Більшість посудин і апаратів у різних галузях промисловості мають циліндричну форму як саму раціональну з точки зору технології виготовлення і сприйняття навантажень. Усі посудини й апарати поряд з наявністю у них своїх специфічних пристроїв, як правило, складаються з таких елементів і вузлів: циліндричного корпусу, днища, кришки, штуцерів (для приєднання трубної арматури, трубопроводів), пристроїв для приєднання контрольно-вимірювальних приладів, люків-лазів, оглядових вікон, опор, стропових

пристроїв, запобіжних пристроїв та ін. Зазначені елементи і вузли є зазвичай загальними для всіх апаратів, конструкції і розрахунок яких на міцність ми розглянемо в практичній частині цього підручника.

Посудини й апарати можна умовно розділити на три характерні види за найбільш зручною для їх конструювання і розрахунку на міцність ознакою: ємнісні, теплообмінні і колонні. Відмітною ознакою ємнісних апаратів є відносна простота конструкції. Однак вони можуть бути оснащені різними спеціальними внутрішніми пристроями, а також зовнішніми або внутрішніми обігрівальними або охолоджувальними пристроями (сорочки, кожухи, змійовики і т.п.). Відмітною ознакою теплообмінних апаратів є наявність в них теплообмінної поверхні в не залежності від положення апарата (горизонтального або вертикального). Відмітною ознакою колонних апаратів (при співвідношенні $H / D > 5$) є їх вертикальне положення і наявність різних внутрішніх пристроїв у вигляді тарілок або насадок. До них також відносяться комбіновані або агрегатовані апарати, що представляють собою розташовані один над одним різні за конструкцією і призначенням кілька апаратів, жорстко з'єднаних між собою.

1.2 Класифікація небезпечних і шкідливих виробничих факторів

Небезпечні і шкідливі виробничі фактори класифікують за ГОСТ 12.0.003-74 і поділяють на фізичні, хімічні, біологічні та психофізіологічні.

При роботі апаратів у різних галузях промисловості слід враховувати можливість виникнення наступних небезпечних і шкідливих виробничих факторів:

1. Фізично небезпечні: наявність рухомих частин апаратів, підвищена загазованість і запиленість повітря робочої зони, підвищена або знижена температура поверхонь апаратів і повітря робочої зони, підвищений рівень звукового тиску, вібрації, ультразвуку, статичної електрики, підвищена напруга в електричному колі, підвищена або знижена вологість, рухливість та іонізація повітря, гострі кромки обладнання, розташування робочих місць на значній висоті.

2. Хімічно небезпечні, залежно від впливу на організм людини, поділяються на: токсичні, дратівливі, канцерогенні (спричиняють утворення злоякісних пухлин), мутагенні (впливають на генетичний апарат клітини). Вони

можуть проникати в організм людини через органи дихання, шлунково-кишковий тракт, шкірні покриви і слизові оболонки.

3. Біологічно небезпечні: бактерії, віруси і продукти їх життєдіяльності.
4. Психологічно небезпечні: фізичні та нервово-психічні перевантаження.

При визначенні наявності тих чи інших небезпечних і шкідливих виробничих факторів слід враховувати, що один і той же фактор за природою своєї дії може належати одночасно до різних перерахованих вище груп.

1.3 Основні вимоги, що ставляться до технологічного устаткування

При проектуванні, виготовленні та експлуатації технологічного обладнання до посудин і апаратів ставиться ряд вимог. Специфічні умови роботи технологічного обладнання в різних галузях промисловості не дозволяють виробити єдині вимоги до проектованих посудин та апаратів. Однак більшість різноманітних вимог можна згрупувати за рядом споріднених ознак у такі групи:

- механічна надійність;
- конструктивна досконалість;
- експлуатаційні переваги, включаючи положення ергономіки та технічної естетики;
- екологічність;
- комунікабельність;
- техніко-економічні показники.

Однією з необхідних умов безперебійної та тривалої роботи посудин і апаратів є їх надійність. Механічну надійність обладнання визначають: міцність, жорсткість, стійкість, довговічність (термін служби) і герметичність. У технологічному обладнанні питання надійності тісно пов’язані зі специфічними умовами роботи. Це обумовлено широким діапазоном температур і тисків, агресивністю робочих середовищ та інших показників.

Показник міцності тісно пов’язаний з іншими необхідними вимогами – довговічністю і безпекою конструкції. Однак обладнання не повинно бути надмірно міцним, тобто робочі напруги в його вузлах та деталях повинні бути лише трохи нижче допустимих, інакше вага, а відповідно і вартість конструкції будуть занадто великі. Для зниження ваги і зменшення витрат матеріалу намагаються зробити всю конструкцію не тільки міцною, але і рівноміцною, що

особливо важливо для виробів масового виробництва. Правда, в деяких випадках принцип рівноміцності свідомо порушують. Одну з легко замінних і дешевих деталей роблять менш міцною, щоб у разі перенапруг зламалася саме вона, оберігаючи своїм руйнуванням від поломки всю конструкцію. Прикладом може служити запобіжна мембрана, що оберігає від руйнування апарати і трубопроводи, в яких можливе різке підвищення тиску (вибух), шпонки, муфти і т.п. У деяких випадках вирішальним фактором виступає жорсткість конструкції. За умовами жорсткості розраховуються циліндричні корпуси посудин і апаратів, які навантажені зовнішнім тиском або вакуумом. Руйнування в цих випадках відбувається через втрату первісної форми (втрата стійкості), що супроводжується великим зниженням міцності, і як наслідок, повним руйнуванням. З умов жорсткості вибирають товщину стінок великогабаритних сховищ або газгольдерів. Підвищену жорсткість повинні мати також апарати, які захищені футерівкою або кислотостійкою емаллю. Іноді жорсткість апарата збільшують не за рахунок збільшення товщини стінки, а шляхом установки зміцнювальних кілець або ребер жорсткості.

Наступний важливий показник обладнання – довговічність, тобто термін служби, який, поряд із міцністю і жорсткістю, є вельми істотним критерієм для оцінки його якості. Розрізняють розрахункову і дійсну довговічність. Перша з них – величина умовна, вимоги до якої задають відповідні міністерства і відомства. Розрахунковий термін служби призначають зазвичай 10–12 років і беруть за основу при визначенні амортизаційних відрахувань. Дійсний термін служби посудин і апаратів може істотно відрізнятися від розрахункового. Довговічність визначається багатьма факторами, зокрема корозійним і ерозійним зносом, а для більшості апаратів – утомою металу. Однак, з іншого боку, виготовляти обладнання зайве довговічним не завжди економічно, зважаючи на його можливе моральне старіння. Доцільно через певний термін замінювати апарати новими, більш продуктивними і досконалими, щоб досягти більш високих економічних показників. У цей час конструктори передбачають у ряді випадків, особливо в харчовій промисловості, довговічність обладнання до 6 років, з огляду на швидкий темп розвитку нової техніки. Але немає необхідності скорочувати довговічність апаратів, які мало зазнають морального старіння і не потребують частого і дорогого ремонту.

Герметичність обладнання є важливою вимогою з точки зору техніки безпеки і промислової екології, особливо для апаратів, що переробляють токсини, їдкі, вогне- та вибухонебезпечні речовини. Необхідне повне виключення потрапляння в навколишнє середовище альтерогенів, тобто речовин, що викликають зміну структури та функцій біологічних систем. Апарат із витоком не допускається до експлуатації також через втрати сировини і кінцевого продукту.

Конструктивну досконалість устаткування характеризує: простота пристрою, технологічність конструкції, малі вага і габарити, мала витрата дорогих і дефіцитних конструкційних матеріалів, високий коефіцієнт корисної дії. Вона повинна забезпечувати технологічність і експлуатаційні переваги обладнання.

Під технологічністю конструкції розуміють дешевизну, легкість і зручність виготовлення, простоту монтажу, обслуговування і ремонту, що досягається за рахунок простоти форми, малої кількості деталей та операцій на їх виготовлення. Особливого значення набуває технологічність конструкції при виготовленні серійної або масової продукції. Технологічність обладнання значно впливає на конструкцію апаратів і завжди враховується при конструюванні.

Експлуатаційні переваги обладнання визначаються зручністю, простотою і дешевизною експлуатації, ремонтопридатністю, технологічною надійністю, безпекою ведення процесу.

Ремонтопридатністю називають властивість апарата, що полягає в його пристосованості до попередження, виявлення та усунення несправностей і відмов. Вона забезпечується зручністю, простотою та дешевизною складання, монтажу і демонтажу, розбирання та ремонту, легкістю заміни поламаних частин.

Технологічна надійність характеризується безперебійністю в роботі і легкістю підтримки технологічного режиму, нечисленністю обслуговуючого персоналу, можливістю під’єднання контрольно-вимірювальних приладів і трубопроводів обв’язки, що забезпечують швидке відключення апарата від технологічної схеми, його спорожнення, продування або промивання.

Крім цього, експлуатаційні переваги обладнання визначають ергономічні показники (антропометричні, біомеханічні, фізіологічні та ін.), які

характеризують умови функціонування системи «людина – машина», й естетичні показники (форма, колірна гамма, стиль та ін.), що визначають досконалість його художнього вигляду.

Екологічні показники визначають рівень шкідливих впливів на навколишнє середовище при експлуатації обладнання. До таких показників відносяться, наприклад, вміст шкідливих речовин, що викидаються в навколишнє середовище, ймовірність викиду шкідливих частинок в робочу зону, виникнення різних випромінювань та ін.

Показники транспортабельності характеризують пристосованість обладнання до переміщення в просторі. Такими показниками є, зокрема, тривалість і трудомісткість підготовки обладнання до транспортування, середня тривалість установки виробу на засіб транспортування, коефіцієнт його обсягу та ін.

Найбільш загальними критеріями, що характеризують ступінь досконалості устаткування, є техніко-економічні показники: продуктивність, витратні коефіцієнти, вартість обладнання і витрати на його експлуатацію, та як підсумок, якість і собівартість продукції. Розрізняють повну (номінальну) продуктивність, гарантовану заводом-виробником, і фактичну продуктивність, яка часто виявляється набагато більшою від номінальної.

Витратні коефіцієнти характеризують витрати сировини, палива, пари, води, стисненого повітря, електричної енергії та ін. на 1 т, 1 м, 1 $м^2$ або 1 $м^3$. Вартість обладнання визначає величину капітальних витрат. Дороге, але більш досконале обладнання може виявитися значно рентабельнішим дешевого або застарілого. Чим вищий к. к. д. і питома продуктивність обладнання і чим менші витратні коефіцієнти та витрати на експлуатацію, тим менша собівартість продукції.

Собівартість продукції характеризує ступінь досконалості устаткування і всього технологічного процесу в цілому і сумарно відображає вплив усіх інших показників. Завдяки цьому стає можливим порівняти між собою різні машини й апарати, абсолютно не схожі між собою схеми, аби вони служили для отримання одних і тих самих продуктів. Шлях до знаходження оптимальної конструкції полягає в розроблені декількох варіантів, які порівнюються щодо техніко-економічних і всіх інших раніше перерахованих показників.

1.4 Основні принципи конструювання технологічного устаткування

На підставі вимог, що ставляться до технологічного устаткування, можна встановити причини, які визначають конструкцію і розміри обладнання. Такими причинами є: технологічний процес, що проводиться в апараті; сили, що діють на апарат; спосіб виготовлення апарата й експлуатаційні вимоги.

Технологічний процес і необхідна продуктивність переважно визначають будову й основні розміри апарата (довжину, діаметр і площу поперечного перерізу). При цьому враховуються: характер проведеного процесу – гідравлічний, тепловий, дифузійний або хімічний; швидкість перебігу процесу; спосіб проведення процесу (періодичний або безперервний); агрегатний стан оброблюваних речовин і його зміна під час проведення процесу; термодинамічні умови (тиск, температура і концентрації); агресивність оброблюваних речовин; чистота одержуваного продукту; допустимість виникнення побічних продуктів та інші технологічні обмеження. Великий вплив комплексу технологічних факторів, який чиниться на пристрій і розміри апаратів, вимагає від конструктора засвоєння курсу процесів та апаратів, знання галузі технології, для якої розробляється апарат.

Зусилля й інші механічні навантаження, що діють на частини апарата, визначають їх геометричні розміри. Розміри, які впливають на міцність (зазвичай товщина стінки посудини), визначають з урахуванням механічних властивостей конструкційних матеріалів, характеру, інтенсивності та ступеня динамічного навантаження, форми навантажених частин, температури, що впливає на міцність матеріалів, і швидкості корозії.

Технологія виготовлення позначається на формі, товщині стінок і вартості апаратів. Спосіб виготовлення апарата залежить від технологічних властивостей та оброблюваності конструкційного матеріалу, а також від оснащення заводу і серійності продукції. Зазвичай виготовлення моделей, штампів, пристосувань і спеціального інструменту виправдовується тільки при випуску хоча б партії або малої серії однакових апаратів. При виготовленні одиничних апаратів їм часто доводиться надавати іншої, гіршої, форми для того, щоб застосувати спосіб, що не потребує спеціального оснащення.

1.5 Нормативні документи, що використовуються при проектуванні

При створенні технологічного обладнання високу якість виробу забезпечують використанням у процесі проектування єдиної нормативно-технічної документації, а також широким застосуванням у конструкціях стандартних та уніфікованих деталей і вузлів. Уся конструкторська документація виконується відповідно до вимог стандартів єдиної системи конструкторської документації (ЄСКД), єдиної системи технологічної документації (ЄСТД), єдиної системи допусків і посадок (ЄСДП), єдиної системи захисту від корозії і старіння матеріалів і виробів (ЄСЗКС), системи стандартів безпеки праці (ССБП) та ін.

Стандартизація обладнання – це приведення численних видів виробів однакового функціонального призначення до обмеженої кількості обов'язкових зразків. Розроблено ГОСТи для найбільш досконалих конструкцій машин і апаратів різних виробництв, наприклад, для деяких видів центрифуг, подрібнювачів, фільтрів, теплообмінників та ін. Ці ГОСТи визначають типи машин, їх основні параметри і розміри, технічні вимоги, правила приймання і методи випробувань, вимоги безпеки і виробничої санітарії тощо.

Поряд з ГОСТами, використовують і галузеві стандарти, тобто стандарти галузі, наприклад, хімічного машинобудування. Галузевий стандарт дозволяє стандартизувати ряд агрегатів технологічних виробництв, не охоплених ГОСТами, наприклад, деякі види змішувачів, печі, мішалки, живильники, а також більшу частину типових деталей і вузлів технологічного обладнання (обичайки, днища, кришки, фланці, штуцери, бобишки, люки, компенсатори, ущільнення і т.д.). Для розрахунку деяких видів обладнання або їх елементів використовують керівні технічні матеріали (КТМ). Стандартизовано також ряд параметрів (тиск, діаметри та ін.), норми і методи розрахунку деяких видів обладнання та їх окремих елементів.

Уніфікація, тобто скорочення різноманіття типів і розмірів виробів та їх елементів, а також сортаменту матеріалів, передбачає можливість використання одних і тих же елементів у різних агрегатах для виконання однакових функцій в певному діапазоні параметрів. Застосування уніфікованих елементів полегшує проектування і виготовлення посудин і апаратів, підвищує ефективність їх використання.

Рівень стандартизації та уніфікації конструкцій оцінюють через ступінь стандартизації і ступінь уніфікації, які розуміють як відношення кількості найменувань стандартних (уніфікованих) елементів до загальної кількості найменувань всіх елементів у конструкції.

Якщо обладнання, що проектується, має в своєму складі посудини, що працюють під тиском, то їх виготовлення, монтаж, експлуатацію і ремонт виконують відповідно до «Правил пристрою і безпеки експлуатації посудин, що працюють під тиском».

1.6 Методи і прийоми конструювання

Конструювання машин є сферою проектування, яка пов'язана з пошуком нових структур, взаємодії та форм систем і окремих елементів апарата. Незважаючи на відмінність завдань, що вирішуються на окремих етапах конструювання машин, починаючи з синтезу загальної структури машини або апарата при розроблені технічної пропозиції і закінчуючи виготовленням робочих креслень окремих деталей, є загальні методи їх вирішення. До таких методів належать: конструктивна спадковість; трансформація та інверсія; евристика. Ці методи тісно пов'язані між собою, і зазвичай їх використовують одночасно й системно на всіх стадіях проектування стосовно всіх функціональних систем.

Конструктивна спадковість при проектуванні виражається у використанні всього досвіду, накопиченого в машинобудуванні і в хімічному та харчовому машинобудуванні зокрема. Такий підхід виправданий тим, що кожен апарат, кожна складальна одиниця, як правило є результатом творчості кількох поколінь конструкторів, причому в нових конструкціях використовують найбільш вдалі і прогресивні рішення. З цієї причини, наприклад, при виборі загальної схеми машини або апарата технічне завдання зазвичай орієнтують на певний вітчизняний або зарубіжний прототип (аналог), технічні показники якого знаходяться на високому рівні.

Конструктивна спадковість передбачає критичний підхід проектанта як до технічного завдання, так і до аналога, рекомендованого як прототип. Від конструктора потрібні глибокі знання обладнання даного типу, галузі, для якої створюють апарат, умов, при яких його будуть експлуатувати.

Для оцінки тенденцій конструювання апаратів заданого технологічного призначення рекомендують будувати графіки або складати таблиці, що відображають динаміку зміни основних параметрів машини або апарата за роками (наприклад, питомі енерговитрати, продуктивність, матеріаломісткість) і ступінь поширення конструктивних рішень найважливіших функціональних систем (рама, привід, робочі органи і т.д.). При використанні цього методу важливе значення мають ознайомлення з довідниками – альбомами, архівом власних розробок конструкторського бюро, вивчення вітчизняної та зарубіжної технічної літератури і патентної інформації, даних пошукових науково-дослідних робіт у галузі. Конструктор повинен ознайомитися також з актами контрольних випробувань устаткування, аналогічного проектованому, відгуками і рекламаціями підприємств-споживачів цього обладнання.

Конструктивна спадковість не є простим або масштабованим перенесенням тієї чи іншої системи конструкції, оскільки необхідно враховувати можливість використання в конструкції, що розробляється, нових, більш досконалих технічних засобів (комплектуючих виробів, конструкційних матеріалів, технології виготовлення, методів зміцнення та ін.). У більшості випадків при цьому виконують весь комплекс проектних і перевірних розрахунків, що визначають параметри системи, тобто виконують параметричний синтез.

На початкових стадіях проектування особливу увагу необхідно приділяти вибору структури і основних параметрів проектованого апарата. Як зазначено, параметричний синтез повинен забезпечувати отримання оптимальних параметрів створюваного устаткування.

Таким чином, повторюючи слова відомого інженера П.І. Орлова, можна сказати, що «при створенні нової машини конструктор повинен дивитися вперед, озиратися назад і по сторонах».

Метод трансформації і інверсії, що передбачає перетворення або обернення функцій системи або її елементів, широко використовують при конструюванні обладнання. Розглянемо застосування методу трансформації і інверсії при виборі способу фільтрування в барабанному вакуум-фільтрі. Залежно від напрямку рушійної сили процесу (перепад тисків по сторонах фільтрувальної перегородки) фільтрування може відбуватися вгору або вниз. Фільтрування вниз переважно для суспензій з великими частинками твердої

фази, які швидко осідають на фільтрувальній перегородці й утворюють пористий зернистий шар, що виключає засмічення фільтруючої тканини дрібними частинками. Залежно від способу фільтрування барабанні вакуум-фільтри мають зовнішнє або внутрішнє живлення.

Евристика (від грецького εὕρηκα – знайшов) – метод генерації ідей, зокрема заснований на використанні певної системи навідних запитань. При конструюванні ці запитання можуть стосуватися, наприклад, обговорення властивостей прототипу створюваного устаткування, його окремих функціональних систем або елементів і відносяться до всіх показників якості – від показників призначення, надійності до показників безпеки.

Мета такого підходу – спонукання творчої активності конструктора, його ефективне і цілеспрямоване включення в пошук нових рішень. Припускають, що при використанні цього методу проектант добре ознайомлений з технічним завданням на обладнання, принципом його дії, конструкцією, розрахунковою схемою, технічною літературою, експлуатаційними даними та ін.

1.7 Основні етапи створення нового обладнання

У всіх галузях промисловості встановлено такі стадії конструкторської документації:

1. Технічне завдання (ТЗ) є основою для розробки нової машини. Найчастіше розробляється замовником.

2. Технічна пропозиція (ТП) – початкова стадія проектування, є відповіддю проектувальника на технічне завдання. При розробці ТП виконують наступні роботи:

- виявляють варіанти можливих рішень;
- перевіряють варіанти на патентну чистоту і конкурентну спроможність, відповідність варіантів вимогам технічної безпеки і виробничої санітарії;
- надають порівняльну оцінку варіантів (надійність, економічність, естетика, ергономіка, технологічність, стандартизація і уніфікація). Можуть бути виготовлені макети;
- вибирають оптимальний варіант виробу з встановленням основних вимог до нього.

3. Ескізний проект – розробляється з метою доведення оптимального варіанту до рівня принципових конструкторських рішень, які дають загальне

уявлення про побудову і принцип роботи об’єкта. Креслення загального вигляду виконуються з максимальними спрощеннями. Складові частини виробу, особливо покупні, раніше розроблені, зображаються деколи у вигляді контурних обрисів. Головне, щоб була зрозуміла конструкторська побудова виробу, взаємодія його складових частин і принцип роботи. Вибираються типові стандартизовані, уніфіковані складові частини об’єкта. Уточнюються вимоги до окремих вузлів, розробку і виготовлення яких можна доручити іншим спеціалізованим організаціям.

4. Технічний проект – виконується після ескізного проекту і містить сукупність конструкторських документів , які дають повне і остаточне технічне вирішення проблеми. Він містить дані, що дають повне уявлення про будову всього об’єкта і його складових частин, принцип роботи і взаємодію основних елементів, технологічність, способи пакування, транспортування, монтажу на місці, експлуатації і ремонту.

5. Робоча конструкторська документація (р.к.д) – це робочі креслення деталей і складальні креслення вузлів. Р.к.д. потрібна для виготовлення дослідного зразка або початкової серії виробу. На стадії розробки р.к.д. завершується відпрацювання конструкції на технологічність виготовлення і складання. Наявність усіх стадій не завжди є обов’язковою. Часто окремі стадії об’єднуються, і, таким чином, скорочується час проектувальних робіт.

1.8 Основні вимоги до конструкційних матеріалів

Вибір найбільш придатних конструкційних матеріалів для виготовлення технологічного обладнання є одним із перших і відповідальних завдань, що виникають у процесі конструювання. При виборі матеріалу потрібно враховувати наступні його найважливіші властивості: міцність, теплостійкість, хімічну стійкість, фізичні властивості, а також його технологічні характеристики, склад і структуру, вартість і можливість отримання.

Властивості матеріалу нерозривно пов’язані між собою і сильно залежать від умов, у яких він працює. Досить змінити температуру, щоб відразу ж змінилися майже всі механічні властивості матеріалу – його міцність, корозійна стійкість і можливість обробки. Досить збільшити чистоту поверхні при механічній обробці, щоб відчутно поліпшити корозійну опірність поверхні матеріалу. Термічна обробка змінює його структуру, а це може змінити

корозійну стійкість матеріалу. Тому вибір конструкційного матеріалу починається з уточнення робочих умов – температури, тиску, агресивності оброблюваних речовин та інших факторів, що визначають можливість застосування того чи іншого матеріалу.

Насправді немає матеріалів, властивості яких можна вважати абсолютно поганими або абсолютно хорошими. Наприклад, велика теплопровідність матеріалу є бажаною властивістю для виготовлення теплообмінної поверхні, але, безумовно, негативною – в разі застосування його для термоізоляції. Розглядаючи сукупність властивостей матеріалу, легко переконатися, що позитивні властивості матеріалу існують поруч з їхніми недоліками. Матеріал цілком хімічно стійкий може виявитися недостатньо термостійким або не міцним. Міцний матеріал може виявитися надто крихким або володіти поганою оброблюваністю, як наприклад, феросилід. Матеріал задовільний у механічному і хімічному відношеннях, який володіє багатьма бажаними властивостями, може виявитися занадто дорогим.

Вартість сама по собі ще недостатньо характеризує матеріал з точки зору доцільності його застосування. По-перше, дорогий, але міцний матеріал може виявитися вигіднішим за дешевий через можливість виготовлення більш тонкостінних і легких виробів і більшої їх довговічності. По-друге, вартість обробки дешевого матеріалу буває іноді така висока, що виріб із нього виходить надзвичайно дорогим. Наприклад, вартість тонни граніту в десятки разів менша за вартість тонни високолегованої хромонікелевої сталі. Однак абсорбційні гранітні вежі обходяться набагато дорожче сталевих того ж об'єму через дорожнечу обробки граніту. Крім того, гранітні вежі виходять набагато важчими, ніж сталеві, і потребують відповідно більш масивних і дорогих фундаментів.

Оскільки кожен матеріал по відношенню до якихось певних умов характеризується як бажаними, так і небажаними властивостями, вибір матеріалу (як і інші конструкторські завдання) зводиться до знаходження якогось компромісу. При цьому намагаються вибрати такий матеріал, який добре відповідав би основним вимогам, продиктованим призначенням та умовами роботи обладнання, погоджуючись при цьому з деякими його небажаними властивостями.

Конструкційний матеріал повинен мати високу хімічну стійкість не тільки для того, щоб забезпечити необхідну довговічність апарата. Метал, який вступає в хімічну реакцію з робочим середовищем, може знизити його якість, зіпсувати колір, погіршити смак. Більш того, матеріал апарата може виявитися каталізатором, який сприяє перебігу побічних реакцій, що призводить до зменшення виходу основного продукту. Контакт оброблюваних речовин із металом може в деяких випадках і зовсім перешкодити проведенню технологічних процесів, у тому числі і біохімічних. Як приклад можна навести виробництво пеніциліну, в якому з цієї причини всі технологічні процеси проводять в емальованій апаратурі.

Для виготовлення обладнання повинні використовуватися конструкційні матеріали, швидкість корозії (проникність матеріалу) яких не перевищує 0,1–0,5 мм/рік; частіше застосовуються матеріали стійкі (швидкість корозії 0,05–0,1 мм/рік).

Поряд зі звичайними вимогами високої корозійної стійкості в певних агресивних середовищах до конструкційних матеріалів, що застосовуються в технологічному апаратобудуванні, одночасно ставляться також вимоги механічної міцності, жаростійкості і жароміцності, збереження задовільних пластичних властивостей при високих і низьких температурах, стійкості при знакозмінних або повторних однозначних навантаженнях (циклічної міцності), малої схильності до старіння та ін.

У розрахунках на міцність технологічної апаратури конструктору часто доводиться враховувати загальну рівномірну по поверхні корозію металів і сплавів, для чого необхідно знати проникність матеріалу при заданих робочих умовах агресивного середовища (концентрація, температура, тиск). Вона враховується при виборі величини конструктивної прибавки на корозію до розрахункової товщини стінки апарата. У ряді випадків при конструюванні технологічної апаратури необхідно враховувати також і інші види корозійного руйнування металів. Наприклад, у хімічних апаратах, виконаних з кислотостійкої сталі, які знаходяться під постійним підвищеним тиском, при спільній дії корозійного середовища і розтяжних напруг, у ряді випадків спостерігається корозійне розтріскування металів, що відбувається зазвичай раптово без видимих зовнішніх змін металу. Це явище не відбувається за наявності в металі напружень стиску. Крім того, корозійне розтріскування може

відбуватися і в не дуже агресивних середовищах і залежить від величини тиску та температури. Відомо, що прискорене розтріскування апаратури з кислотостійких сталей, які знаходяться під постійним навантаженням, має місце в соляних розчинах, а латунь виявляє схильність до корозійного розтріскування в середовищі аміаку.

При виборі матеріалів для апаратів, що працюють під тиском при низьких або високих температурах, необхідно враховувати, що механічні властивості матеріалів істотно змінюються залежно від температури. Як правило, властивості міцності металів і сплавів підвищуються при низьких температурах і знижуються при високих.

Працездатність технологічного обладнання, тобто стан, при якому воно здатне нормально виконувати задані функції, оцінюється зазвичай критеріями міцності, жорсткості, стійкості, зносостійкості, корозійної стійкості. При розрахунку деталей за критерієм міцності розрізняють статичну, циклічну і контактну міцність.

Критерієм статичної міцності характеризують, наприклад, такі елементи технологічного обладнання, як обичайки, днища та інші деталі посудин і апаратів, що працюють при постійному внутрішньому тиску; ротори і диски, які швидко обертаються; деталі з великим початковим зусиллям затяжки (велика частина кріпильних деталей); несучі конструкції, що знаходяться під постійним навантаженням. При статичному прикладанні навантаження важливими характеристиками для оцінки міцності матеріалу є межа повзучості σ_T або умовна межа повзучості $\sigma_{0,2}$ і межа міцності σ_E. Пружні властивості матеріалів характеризуються значеннями модуля поздовжньої пружності E і коефіцієнтом Пуассона μ.

Для роботи при низьких температурах слід вибирати матеріали, в яких поріг холодноламкості лежить нижче заданої робочої температури. Тому при виборі матеріалу для роботи при низьких температурах слід виходити не тільки з величини ударної в’язкості, але також враховувати величину і характер прикладеного навантаження (статичне, динамічне, пульсуюче), наявність і характер концентраторів напружень, і чутливість металу до надрізів, початкові напруги в конструкції, спосіб охолодження металу та ін.

Становить небезпеку явище повзучості навантажених деталей – зміна в часі деформацій і напружень, яке особливо сильно проявляється при високих температурах.

За критерієм циклічної міцності розраховують усі деталі технологічного обладнання, що знаходяться під дією змінного навантаження – вали і осі (якщо немає обмежень щодо жорсткості), зубчасті колеса, шатуни, штоки, пружини, корпуси і рами машин, а також металеві конструкції, схильні до дії змінних сил. Слід враховувати, що вплив корозії і високих температур знижує межу витривалості матеріалу.

Критерій контактної (статичної та циклічної) міцності є визначальним при розрахунку таких елементів обладнання, як пари бандажів, ролик, кулачок, штовхач, роликові напрямні, кулькові опори, підшипники кочення та ін.

Для деталей, критерієм працездатності яких є міцність, раціонально використовувати матеріали з підвищеними механічними характеристиками, зокрема, термооброблені низьколеговані і леговані сталі, що дозволяє зменшувати масу апаратів і покращувати їх техніко-економічні показники.

Критерій жорсткості є основним для таких деталей, як рами і корпусні елементи апаратів, навантажених статичними або плавно мінливими навантаженнями, вали передач і т.п. Конструкційні матеріали для таких деталей повинні мати високий модуль пружності і технологічні властивості, що забезпечують можливість отримання тонкостінних конструкцій з малими залишковими напруженнями.

З урахуванням критерію зносостійкості вибирають матеріали для виготовлення робочих органів багатьох апаратів різних виробництв: бандажів валків; елементів дробарок і подрібнювачів; решіт і сит у класифікаторах; фільтрувальних елементів і розділових поверхонь в фільтрах і центрифугах; лопатей, дисків та інших елементів. Зносостійкість визначається головним чином твердістю поверхневого шару матеріалу.

Таким чином, при конструюванні технологічної апаратури хімічних та харчових виробництв до конструкційних матеріалів повинні ставитися такі вимоги:

- достатня загальна хімічна і корозійна стійкість матеріалу в агресивному середовищі із заданими концентрацією, температурою і тиском; стійкість до інших можливих видів корозійного руйнування (міжкристалічна корозія, електрохімічна корозія сполучених металів, корозія під напругою та ін.);
- достатня механічна міцність при заданих тиску і температурі технологічного процесу, з урахуванням специфічних вимог, що одночасно

ставляться при випробуванні апаратів на міцність та герметичність і в експлуатаційних умовах при дії на апарати різного роду додаткових навантажень (вітрове навантаження, прогин від власної ваги та ін.);

- здатність матеріалу легко зварюватись із забезпеченням високих механічних властивостей зварних з'єднань і корозійної стійкості їх в агресивному середовищі, оброблятися різанням, тиском, піддаватися вигину;
- низька вартість матеріалу, його недефіцитність і освоєння промисловістю. Необхідно прагнути застосовувати двошарові сталі, неметалеві матеріали, сталі з покриттям із неметалічних матеріалів. Номенклатура застосовуваних матеріалів як за найменуванням, марками, так і за сортаментом повинна бути мінімальною з урахуванням обмежень, передбачених відомчими нормами і діючими на заводах-виробниках інструкціями;
- якість, хімічний склад і механічні властивості матеріалів і напівфабрикатів повинні задовольняти вимогам відповідних стандартів і ТУ та бути підтверджені сертифікатами заводів-постачальників. За відсутності сертифікатів усі необхідні випробування повинні бути проведені на заводі-виробнику апарата або спеціалізованою організацією, яка має ліцензію на проведення необхідних випробувань;
- можливість простої утилізації вузлів і деталей при вичерпані терміну експлуатації обладнання.

1.8.1 Найважливіші конструкційні матеріали

Сталі. Великою групою конструкційних матеріалів на залізній основі є сталі. Без них техніка, цілком ймовірно, не змогла б досягти свого сучасного рівня. Таке виняткове значення сталі набули завдяки своїй міцності, в'язкості, здатності тримувати динамічні навантаження, здатності відливатися, куватися, штампуватися, прокочуватися, зварюватись, добре оброблятися різанням, термічно оброблятися і, що надзвичайно цінно, змінювати свої властивості в широких межах залежно від складу, термічної та механічної обробки, а також завдяки своїй дешевизні і доступності.

Вміст вуглецю в сталях досягає до 1,5 %, причому в конструкційних сталях він не перевищує 0,7 %. З підвищенням вмісту вуглецю підвищується міцність сталі, знижується пластичність і погіршується зварюваність. У вуглецевих сталях, призначених для зварювання, вміст вуглецю не повинен

перевищувати 0,4 %, а в легованих сталях – 0,2 %. При вмісті вуглецю понад зазначеного сталі набувають схильність до повітряного загартування, завдяки чому в зоні зварювання при охолодженні можуть виникнути високі напруги й утворитися гартівні тріщини. Сталі з низьким вмістом вуглецю – до 0,2 % добре штампуються і витягуються, добре цементуються й азотуються, але гірше обробляються різанням.

Сталь вуглецеву звичайної якості (ГОСТ 380-71) застосовують для виготовлення несучих металевих конструкцій, обичайок, днищ, фланців, люків, патрубків та інших деталей. За ступенем розкислення сталь виготовляють киплячу (кп) – не більше 0,07 % Si, напівспокійну (нс) – 0,07–0,12 % Si і спокійну (сп) – не менше 0,12 % Si. Спокійні сталі містять мінімальну кількість FO, що забезпечує спокійне застигання сталі у виливниці. Киплячі сталі повністю не розкислені, тому при застиганні з металу виділяються бульбашки CO, що утворюються за рахунок реакції FO з вуглецем сталі. Ці сталі мають гірші механічні й технологічні показники, але більш дешеві. Напівспокійні сталі – це сталі проміжного типу. Залежно від призначення сталі, що поставляються підрозділяються на три групи:

- А – за гарантованими механічними властивостями;
- Б – з гарантованим хімічним складом для виготовлення виробів із застосуванням гарячої обробки (кування, зварювання);
- В – за гарантованими механічними властивостями і хімічним складом.

За нормативними показниками сталі групи А поділяються на три категорії, Б – на дві, В – на шість категорій. Саму сталь звичайної якості позначають Ст (сталь) і цифрами 0, 1, 2, 3, ..., 6. Чим більша цифра, тим більший вміст вуглецю, вища міцність і нижча пластичність.

Наприклад: Ст1кп2; БСт2пс; ВСт3Гпс; Ст4-2; … ВСт6сп3.

Буква перед маркою показує групу сталі. Сталь групи А літерою не позначається. Ст – показує, що сталь звичайної якості. Перша цифра – номер за Держстандартом (від 0 до 6). Буква Г після першої цифри – підвищений вміст марганцю (служить для підвищення прогартовуваності сталі). Сп; пс; кп – ступінь розкислення сталі (для сталі групи А відсутність позначення має скорочення «сп»). Друга цифра – номер категорії сталі (від 1 до 6 – основні механічні властивості). Сталь 1-ї категорії цифрою не позначається. Тире між цифрами вказує, що замовник не ставив вимог до ступеня розкислення сталі.

Для виготовлення технологічного обладнання на заводи постачають сталь наступного сортаменту:

- сталь тонко- і товстолистову;
- труби прямошовні із сталей ВСт2кп2, ВСт3сп2, ВСт3сп3 та ін.;
- поковки зі сталі ВСт5сп і з сталей Ст3, Ст4, Ст5;
- фасонні гарячекатані профілі – кутову рівносмугову сталь та ін.

Для виготовлення посудин і апаратів, що працюють під тиском до 5 МПа в інтервалі температур від –20 до +425 °С, рекомендують застосовувати сталі ВСт3сп5, ВСт3пс5, ВСт3Гпс5. При тому ж тиску, але при температурі від 0 до +200 °С – сталі ВСт3сп3, ВСт3пс3, ВСт3Гпс3, а при тиску 1,6 МПа і температурі від +10 до +200 °С – сталь Ст3кп2. Допускається застосування листової сталі ВСт3кп2, ВСт3сп2 товщиною до 10 мм, а також сталей ВСт3сп2 і 20К для виконання приварних і неприварних внутрішніх мало навантажених елементів, що працюють при температурі від –40 до +475 °С (додат. А, табл. А1).

Сталь вуглецева якісна конструкційна позначається двома цифрами, що вказують на вміст вуглецю в сотих частках відсотка, наприклад, 05, 08, 10, 15 і так далі, з кроком 5 до сталі 85. Для позначення котельних сталей в кінці позначення сталі ставлять букву К, наприклад, 15К. Конструкційні якісні сталі містять 0,25–0,80 % марганцю, близько 0,2 % хрому і кремнію. Якісні конструкційні сталі застосовують для виготовлення більшої частини навантажених елементів посудин і апаратів, що не контактують з агресивними середовищами, а також для виготовлення корпусів, днищ, змійовиків та інших елементів апаратів, що працюють під тиском до 10 МПа в інтервалі температур від –20 до +475 °С з неагресивними і малоагресивними середовищами.

Сталь поставляють гарячекатану, ковану, калібровану. Виливки з конструкційної сталі 15Л, ... 55Л за вмістом сірки і фосфору підрозділяють на три групи. Сталь листову 12К–20К використовують для зварювання і виготовлення деталей парових котлів та посудин, що працюють під тиском при температурі до +450 °С.

Сталь низьколегована конструкційна (ГОСТ 1981–73 і ГОСТ 19282-73) містить до 2,5 % легуючих елементів. Таке легування незначно здорожує сталь, істотно підвищує її міцність, холодо-, корозійно- та зносостійкість порівняно з вуглецевими сталями, зберігаючи пластичні властивості і зварюваність.

Поставляється у вигляді листового прокату, сортового і фасонного прокату, труб і поковок. В апаратобудуванні в основному застосовують сталі марганцевисті 09Г2, 14Г2, силіціймарганцеві 12ГС, 16ГС, 17ГС, 09Г2С, 10Г2С1, марганцево-ванадієві (наприклад, 15ГФ) для виготовлення обичайок, днищ, фланців та інших деталей машин і апаратів, що працюють під тиском до 10 МПа в інтервалі температур від –70 до +475 °С з неагресивними середовищами.

Сталь легована конструкційна (ГОСТ 4543–71) містить від 2,5 до 10 % легуючих елементів. Якість конструкційних вуглецевих сталей визначається наявністю в сталі шкідливих домішок фосфору (Р) і сірки (S). Фосфор додає сталі холодноламкості (крихкість). Сірка (найшкідливіша домішка) – додає сталі червоноламкості. Вміст шкідливих домішок залежно від групи якості для конструкційних сталей наступний:

- звичайної якості (ДСТУ 2651 : 2005 / ISO 1052–82) – Р і S до 0,05 % (маркування Ст. за ДСТУ або Fe за ISO);
- якісна – Р і S до 0,035 % (маркування Сталь);
- високоякісна – Р і S до 0,025 % (маркування А в кінці марки);
- особливо високоякісна – Р і S до 0,015 % (маркування Ш в кінці марки).

З цієї сталі виготовляють обичайки, днища, фланці, трубні решітки, кріпильні деталі апаратів, що працюють під тиском до 10 МПа в інтервалі температур від –40 до +560 °С, а також відповідальні деталі машин (шестерні, вали, осі, штоки, ротори центрифуг, пружини та ін.).

Високолеговані корозійностійкі, жаростійкі і жароміцні сталі і сплави містять понад 10 % легуючих компонентів. Ці сталі поставляють у вигляді листів, смуг і прутків та труб. З них виготовляють елементи посудин і апаратів, що працюють під підвищеним тиском в інтервалі температур від +257 до +600 °С в агресивних середовищах. Марки конструкційних легованих сталей позначаються поєднанням цифр і букв, що дозволяє відразу отримати уявлення про хімічний склад сталі. Цифри, поставлені попереду марки сталі, показують середній вміст вуглецю в сталі в сотих частках відсотка. Букви означають вміст у сталі того чи іншого легуючого елемента, а цифри, що стоять праворуч від легуючого елемента – процентний вміст цих елементів. У тому випадку, коли за легуючим елементом не має цифри, то зміст його в сталі не перевищує 1–1,5 %.

У марках сталей легуючі елементи позначаються наступними літерами: Г – марганець, С – кремній, Х – хром, Н – нікель, М – молібден, В – вольфрам, Ф – ванадій, Т – титан, Д – мідь, Ю – алюміній, Б – ніобій, Р – бор, А – азот (в кінці позначення не ставляться).

Вплив легуючих добавок на конструкційні властивості сталі різний.

Нікель підвищує міцність, пластичність і в’язкість, зменшує зерно і схильність до його зростання, покращує прогартовуваність, збільшує корозійну стійкість, є аустенітоутворювальним елементом і вводиться до складу всіх аустенітних сталей.

Хром покращує механічні властивості, зносостійкість і прогартовуваність сталі і робить її жароміцною. Часто застосовується спільно з нікелем. Хром підвищує схильність сталей до відпускної крихкості. Висохромисті сталі погано зварюються, що обмежує їх застосування.

Молібден підвищує міцнісні властивості сталей і сприяє їх збереженню при високих температурах. Підвищує межу повзучості, зменшує схильність хромистих сталей до відпускної крихкості, покращує прогартовуваність, сприяє утворенню рівномірної і дрібнозернистої структури. Додавання молібдену до аустенітної сталі надає їй стійкості по відношенню до хлоридів.

Марганець вважається легуючим елементом при вмісті його в сталі більше 1 %. Підвищує властивості міцності сталі, стійкість аустенітної структури, збільшує прогартовуваність. Його негативний вплив проявляється в тому, що він знижує пластичність і сприяє зростанню зерен. Збільшення вмісту марганцю до 10–15 % дозволяє отримати в’язку і міцну аустенітну сталь з великою опірністю до ударів і ерозії.

Кремній вважається спеціальним легуючим елементом при вмісті його в сталі більше 0,5 %. Він збільшує міцність, корозійну стійкість, жароміцність і жаростійкість сталей. Знижує в’язкість і сприяє графітизації сталі.

Титан і ніобій – карбідотвірні елементи, що збільшують міцність сталі і сприяють її прогартовуваності. Вводяться до складу більшості хромонікелевих аустенітних сталей для попередження інтеркристалітної корозії.

Вольфрам значно збільшує твердість сталі. Застосовується переважно для легування інструментальних і швидкорізальних сталей.

Ванадій збільшує пластичність, подрібнює структуру сталі, покращує її зварюваність. Збільшує стійкість сталі до водневої корозії. Спільне

застосування декількох легуючих елементів дозволяє значно поліпшити конструкційні властивості сталі.

Двошарові сталі. Одним з ефективних способів економії дефіцитних корозійностійких сталей є застосування двошарових металів (біметали) з основним шаром з вуглецевої або низьколегованої сталі і плакувальним (захисним) шаром з корозійностійкої сталі або кольорових металів і сплавів. В якості плакувального шару застосовують такі сталі: 08Х13, 12Х18Н10Т, 10Х17Н13М2Т і ін.

Чавуни. Чавун – це багатокомпонентний сплав заліза з вуглецем та іншими елементами: кремнієм, марганцем, фосфором. Вміст вуглецю в чавунах варіюється від 2,8 до 3,7 %, причому більша його частина знаходиться у вільному стані – у вигляді цементиту (карбіду заліза). Вміст компонентів у звичайних сірих чавунах приблизно такий: C – 3,0–3,6 %; Si – 1,6–2,4 %; Mn – 0,5–1,0 %; P – до 0,8 %; S – до 0,12 %. Структура чавунів переважно феритно-перлітна. Від взаємного співвідношення перліту і фериту залежать і механічні властивості чавуну. Вміст фериту визначає в'язкість, а перліту – жорсткість і міцність чавуну. Чавун це анізотропний матеріал, що володіє різною міцністю залежно від характеру та напрямку навантаження. Найкраще чавун чинить опір стиску, гірше – вигину, причому досвід показує вплив форми поперечного перерізу на величину границі міцності при вигині. На розтягнення чавун працює приблизно в 4 рази гірше, ніж на стиск. Також погано витримує сірий чавун сколювальні й ударні навантаження. Ці особливості чавунів обов'язково враховуються не тільки при конструюванні, а й при монтажі чавунної апаратури.

Сірі чавуни мають досить помірну хімічну стійкість до агресивних середовищ, що пояснюється їх неоднорідністю. Всі структурні складові чавуну, а саме: цементит, ферит і графіт, володіють різним потенціалом. Різниця потенціалів між феритом і графітом досягає 0,8 В, що і пояснює їх малу хімічну стійкість. Домішка сірки зменшує стійкість чавунів до міжкристалітної корозії. Особливо небезпечна міжкристалітна корозія, яка виникає при дії гарячих концентрованих розчинів лугів (явище так званої лужної крихкості). Велика напруга в металі може спричинити проникнення корозії вглиб.

Чавун володіє високими ливарними властивостями, добре обробляється різанням, утворюючи високоякісну поверхню, а також має низькою вартість.

Це і забезпечило його повсюдне застосування в техніці як одного з найважливіших конструкційних матеріалів. Високоміцні чавуни з кулястим графітом успішно конкурують зі сталевим литтям і навіть з кованою сталлю. Чавуни пластичністю не володіють. Штампування або кування чавуну навіть у нагрітому стані абсолютно не можливе.

Назва марок сірих чавунів складається з літер СЧ, що означає сірий чавун, і двозначних чисел, що характеризують межу міцності чавуну на розтягнення. Так, сірий чавун СЧ 10 використовують для виготовлення ненавантажених деталей, а з чавунів марок СЧ 15-СЧ 45 виконують відповідальні деталі складної конфігурації, наприклад, корпусні елементи апаратів. Відповідно до ОСТ 26-291-79, сірий чавун можна використовувати при тиску до 1 МПа і температурі від –15 до +250 °С.

На заводах хімічного машинобудування випускають спеціальні лугостійкі низьколеговані чавуни, що володіють хорошою стійкістю до розчинів і плавів їдких лугів. Лугостійкі чавуни СЧЩ 1 і СЧЩ 2 застосовують для виготовлення деталей посудин і апаратів, що контактують із водними розчинами NaOH і KOH при тиску до 1 МПа і температурі від –15 до +300 °С.

Поліпшення якості сірого чавуну досягається модифікуванням, що полягає в уведенні в нього невеликих кількостей графітизуючих добавок (сілікокальцію, сілікоалюмінію, феросиліду). Модифікований чавун характеризується однорідністю та дрібнозернистістю структури, підвищеною зносостійкістю, підвищеною міцністю при динамічних навантаженнях, хорошою оброблюваністю на верстатах, а також більшою, ніж у сірих чавунів, хімічною стійкістю, що робить його дуже бажаним конструкційним матеріалом, незважаючи на трохи більшу його собівартість порівняно з сірим чавуном.

Найцікавіший сучасний різновид модифікованого чавуну – високоміцний чавун (ВЧ), в який уведено спеціальну добавку з магнію або магнієвих лігатур. У результаті дії добавок вільний графіт у чавуні виділяється не у вигляді пластинок і лусочок, а у вигляді дрібних зерен сферичної форми, чим значно знижується концентрація напружень біля зерен. Виливки з високоміцного чавуну марки ВЧ 38-17-ВЧ 120-42 використовують для виготовлення корпусних та інших елементів апаратів, схильних до значних навантажень. Високоміцний чавун витісняє так званий ковкий чавун із вмістом вуглецю 2,95 %. Він здатний без руйнування зазнавати значних деформацій, оскільки

відносне подовження зразків становить від 3 до 10 %. Звичайно, куватися ніякий «ковкий» чавун не може, однак, ковкий чавун марок КЧ 30-6-КЧ 63-2 в апаратобудуванні застосовують головним чином для виготовлення невеликих і тонкостінних деталей, арматури і фітингів.

Широкого застосування в хімічному машинобудуванні набули леговані чавуни, хімічна стійкість і жароміцність яких підвищена добавками нікелю, хрому, молібдену, кремнію та інших елементів. Нікельовані чавуни з вмістом нікелю до 20 % і добавкою 5–6 % міді застосовуються для роботи з їдкими лугами, оскільки вони малочутливі до каустичної крихкості. Високохромисті чавуни з вмістом хрому до 30 % стійкі до азотної кислоти, її солей, фосфорної, оцтової, хлористим з'єднанням і, крім того, мають високу зносостійкість і жаростійкість, дозволяючи працювати при температурах до 1200 °С. Хромистий чавун стійкий до роз'їдання сіркою та її сполуками. Поширені аустенітні чавуни, що містять до 19 % хрому і до 9 % нікелю, стійкі до азотної кислоти і мають гарну жаротривкість (до 1000 °С).

Для виготовлення апаратів і труб, схильних до впливу азотної кислоти, нітратів та інших агресивних середовищ, застосовуються кременисті та кремніймолібденові чавуни (феросиліди й антихлор). Незважаючи на високу стійкість до корозії і дешевизну, ці чавуни набули порівняно обмеженого застосування через погані механічні і технологічні властивості. Складність обробки різанням висококремністих сплавів пояснюється не стільки їх твердістю, скільки викришуванням зерен матеріалу при його обробці.

Кольорові метали та сплави.

Для виготовлення технологічного обладнання застосовуються алюміній, мідь, свинець, нікель, титан, тантал та ін. Хімічна стійкість кольорових металів сильно залежить від їх чистоти. Домішки інших металів значно знижують корозійну опірність кольорових металів проте підвищують їх механічну міцність. Холодна обробка (наклеп, гартування) підвищує межу міцності кольорових металів і знижує їх відносне подовження. Пластичні властивості наклепаного металу відновлюються відпалом. Відношення границі міцності нагартованого металу до границі міцності відпаленого для алюмінію і міді може перевищувати три, а для нікелю доходить до двох. Явище повзучості (кріп) у деталях апаратів, зроблених із кольорових металів, іноді може позначитися вже при кімнатній температурі. Винятками є титан і тантал.

Максимальні температури стінок апаратури, зробленої з кольорових металів, допускаються такі: для алюмінію – 200 °С; міді та її сплавів – 250 °С; нікелю – 500 °С; свинцю – 200 °С; танталу – 1200 °С.

Алюміній і його сплави використовують переважно у вигляді листового прокату, фасонного профілю, труб, дроту, а також у вигляді фасонних виливків для виготовлення резервуарів, колон і елементів апаратів, що працюють при тиску до 0,6 МПа в інтервалі температур від –196 до +150 °С у виробництві розведеної сірчаної, азотної, фосфорної, оцтової та органічних кислот. Його хімічна стійкість пояснюється здатністю утворювати щільну захисну плівку з оксидів. Швидке утворення оксидної плівки ускладнює паяння і зварювання алюмінію. Паяні з'єднання алюмінію надзвичайно схильні до корозії і тому не рекомендуються. Основним видом нероз'ємного з'єднання частин алюмінієвої апаратури є електродугове зварювання товстих алюмінієвих листів з підігрівом. Зварювання алюмінію проводять в атмосфері аргону і гелію.

Позитивними властивостями алюмінію є його велика теплопровідність, яка в 4,5 рази перевищує теплопровідність сталі, мала питома вага і висока пластичність, що забезпечує хорошу загартованість і здатність штампуватися як у гарячому, так і в холодному стані. До негативних якостей алюмінію відносяться його погані ливарні властивості, погана оброблюваність різанням, мала міцність. Для зміцнення алюміній модифікують добавкою міді і магнію (дюралюміній). Міцність дюралюміна в 4–5 разів вища, ніж у не модифікованого металу, але корозійний опір нижчий, оскільки стійкість оксидної плівки при цьому знижується. Для підвищення корозійної стійкості на листи дюралюміна при прокаті наносять з двох сторін плакувальний шар чистого алюмінію так, щоб його товщина становила 3–5 % від товщини основного листа.

Згідно з ГОСТ 11069–74 алюміній випускають 11 марок.

Мідь залежно від ступеня чистоти поділяється на марки М00, М0, М1, М2, М3 і М4 (ГОСТ 859–78) і поставляється у вигляді листів, стрічок, прутків, дроту та інших виробів. Для конструювання хімічного обладнання застосовують мідь марок М2 (99,7 % чистоти) і М3 (99,5 %) переважно при тиску до 0,6 МПа та інтервалі температур від –254 до +250 °С з різними корозійно активними середовищами (10–40 %-ва сірчана кислота, 10–20 %-ва соляна кислота, бензол, метиловий і етиловий спирти), а також у кріогенній

техніці. Мідь не утворює захисних оксидних плівок і тому не має високу хімічну стійкість проти більшості кислот і солей. Багато газів, таких як: галогени, сірчистий ангідрид, пари сірки, сірководень, вуглекислота, аміак – руйнують мідь. Однак мідь йде на виготовлення апаратури харчової промисловості, спиртових ректифікаційних колон, кубів-випарників і т.п.

Цінна властивість міді – це здатність зберігати міцність, теплопровідність і ударну в’язкість при низьких температурах, що робить її незамінним матеріалом для виготовлення апаратів глибокого холоду і теплообмінної апаратури. Основними способами отримання нероз’ємного з’єднання частин апаратури з міді служать клепання, зварювання і іноді паяння. Зварювання бажано проводити в середовищі аргону. Подібно алюмінію мідь добре тягнеться, плющиться, штампується, вальцюється, як у гарячому, так і в холодному стані і так само, як і алюміній, через високу в’язкість погано обробляється різанням.

Свинець випускається шести марок СВ, СО, С1, С2, С3 і С4, з яких перші три марки становить свинець особливої чистоти для акумуляторів. Марки С2, С3 і С4 із вмістом свинцю 99,95 %; 99,90 і 99,5 %, відповідно, застосовуються переважно для внутрішніх покриттів сталевих апаратів хімічної апаратури з метою захисту від впливу сильних агресивних середовищ.

Його висока стійкість по відношенню до сірчаної кислоти (нижче 80 %) і розчинів сульфатів пояснюється утворенням захисної плівки з сірчанокислого свинцю. Однак його м’якість, висока щільність і дорожнеча змушують у цей час обмежити використання свинцю та застосовувати інші конструкційні матеріали, або використовувати свинець як обкладальний (футерувальний) матеріал сталевої апаратури.

Титан – це один із найперспективніших металів для виготовлення технологічного обладнання. Він володіє міцністю сталі при майже в 2 рази меншій питомій вазі (4,5 т/м^3), а його питома міцність значно перевищує міцність нержавіючої сталі. Титан добре кується, штампується і задовільно обробляється різанням, а зварювання титану виробляється вольфрамовим електродом у захисній атмосфері аргону. Його випускають наступних марок: ВТ-00 (99,53 %), ВТ1-0 (99,48 %) і ВТ1-1 (99,44 %). Він хімічно стійкий до киплячої азотної кислоти, але при її концентрації 98 % відбувається його займання, що супроводжується вибухом. Титан стійкий до розчинів нітратів,

хлоридів, карбаміду у вологому хлорі, але руйнується в сірчаній, соляній, плавиковій, азотній і фосфорній кислотах і в лугах. Його доцільно застосовувати в середовищах, в яких леговані стали піддаються точкової корозії або проявляють схильність до міжкристалітної корозії.

Через дорожнечу титан здебільшого використовують в якості плакувального матеріалу з товщиною 0,5–3 мм. Вартість обладнання, футерованого листовим титаном, приблизно в 3 рази перевищує вартість таких самих апаратів, виготовлених із хромонікелевої сталі. Однак висока вартість окупається низькими витратами на ремонт, довговічністю устаткування і скороченням простоїв через несправності. Титанова запірна арматура служить у 5–10 разів довше, ніж сталева, облицьована гумою, пластмасами або емаллю. Застосовування у виробництві хлору теплообмінників з титану набагато дешевше скляних, а також вони займають у 8 разів меншу площу.

Титан незамінний конструкційний матеріал у виробництві хлоридів кальцію та амонію методом випарювання. Випарні апарати, виготовлені з легованої сталі, у виробництві хлориду кальцію потребують капітального ремонту через 3–4 місяці, а титанові апарати працюють протягом 3–4 років.

В якості конструкційних матеріалів використовують сплави титану і цирконію з танталом. Цей сплав володіє високою антикорозійною стійкістю, наближаючись у цьому відношенні до платини. Наприклад, сплав, який містить 50 % танталу, стійкий до гарячих концентрованих розчинів сірчаної, фосфорної і соляної кислот, у середовищах, що містять двоокис хлору або хлорати.

1.8.2 Неметалеві матеріали

Неметалеві матеріали поділяються на матеріали неорганічного й органічного походження. Неметалеві конструкційні матеріали, особливо неорганічного походження, на теперішній час використовують для створення технологічного обладнання в набагато меншому обсязі, ніж метали та їх сплави. Вони мають високу хімічну стійкість, але міцність і пластичність їх нижчі, ніж у металів.

Гірські породи. Найчастіше використовують граніти й андезити, які мають високу хімічну стійкість проти азотної, соляної та сірчаної кислот. Ці матеріали застосовують як футерувальний матеріал в абсорбційних вежах для поглинання окислів азоту, в концентраторах для азотної кислоти і т.д. До недоліків порід відноситься їх крихкість, складність і надзвичайна дорожнеча

обробки, мала теплопровідність і для андезитів – їх пористість. Мелені гірські породи в суміші з рідким склом утворюють кислототривкі замазки і так звані «кислототривкі бетони». До гірських порід відносяться також азбести – тонковолоконні матеріали, які в основному складаються з гідросилікатів магнію. Найважливіший з азбесту (до 95 % усього використовуваного) – хризотил. Це лугостійкий матеріал. Амфіболові азбести являють собою ізоморфні силікати магнію, кальцію і заліза; вони містять до 5 % хімічно зв'язаної води. Стійкі до кислот і лугів. Азбест має низьку теплопровідність. Його використовують для теплоізоляції (до +500 °С), виготовлення прокладок, набивок, а також в якості вогнестійких і кислототривких тканин. Азбест і його вироби випускаються у вигляді картону, сальникової набивки, тканин і стрічок.

Плавлені матеріали. Вони отримані шляхом спікання і випалу складових частин. Плавлені вулканічні породи, плавлений діабаз застосовують для виготовлення плиток для футерування сталевої апаратури і посудин. Плавлений кварц дорогий і крихкий, але стійкий до всіх середовищ, крім плавикової кислоти, розплавленого алюмінію і магнію, і завдяки незначному коефіцієнту температурного розширення абсолютно не боїться раптових змін температур.

До плавлених матеріалів належить скло, особливо борсилікатне, тобто таке що містить окис бору, що надає йому хімічну і теплову стійкість, яке застосовується для виготовлення апаратів діаметром до 1 м, труб, арматури, оглядових, світлових і мірних стекол, контрольних ліхтарів і т.п. При виборі скла як конструкційного матеріалу для виробництва особливо чистих речовин слід враховувати, що воно піддається процесу вилуговування в дистильованій воді. З кварцового скла, що відзначається високою термічною і хімічною стійкістю, виготовляють виробничу апаратуру, труби, арматуру та ін.

Його також широко використовують як антикорозійне покриття зварної сталевої і литої чавунної апаратури емалі – склоподібні покриття. Сприятливі фізичні характеристики склокристалічних матеріалів (ситалів) сприяли великому їх поширенню для створення ємнісної та колонної апаратури, насосів, арматури і трубопроводів і як футерувального матеріалу для різних хімічних апаратів. Існує багато марок цих матеріалів, що дозволяє вибирати їх для конкретного призначення. Ситали отримують регульованою кристалізацією скла, коли кристалічна складова в них (кристали розміром менше 1 мкм) розподілена в склоподібній фазі приблизно 50 % (за обсягом).

Для виробництва особливо чистих речовин, крім склоподібної апаратури, використовують і фарфорову. Фарфор отримують спіканням маси, що містить 45–60 % каоліну і в різних співвідношеннях кварцовий пісок і польовий шпат. Фарфор володіє кращими механічними показниками, ніж кераміка. Він стійкий щодо кислот при всіх робочих температурах, але руйнується в лугах. З порцеляни виготовляють нутч-фільтри з площею фільтрування до 1 м^2, ректифікаційні й абсорбційні колони діаметром до 1100 мм, реактори з мішалками місткістю від 25 до 300 л, футерувальні плити, кільця Рашига, відцентрові насоси продуктивністю до 50 м^3/г і запірну арматуру. Порцелянові вироби можна шліфувати, що особливо необхідно при виготовленні герметично запірної арматури. Герметичність у цьому випадку забезпечується без застосування прокладок.

Вогнетриви. До обпалених матеріалів належать також численні сорти шамотної і динасової цегли. Вони є вогнетривкими футерувальними матеріалами, стійкими до температури вище 2000 °С. За вогнетривкістю матеріали поділяють на вогнетривкі (1580–1700 °С), високовогнетривкі (1770–2000 °С) і вищої вогнетривкості (вище 2000 °С). Представником кремнеземистих вогнетривів є динас. Його виготовляють із кварцитів або пісковиків. Динас добре протистоїть дії кислих шлаків, але не стійкий до основних шлаків, золи палива, оксидів металів, які його роз’їдають, утворюючи легкоплавкі силікати.

До алюмосилікатних вогнетривів відносять шамот, для футерування печей різного призначення. Шамотні вироби містять до 46 % $A1_2O_3$, решта – Si_2 і домішки. Вони досить стійкі до основних і кислих шлаків, а також до різких змін температур. Шамотні вироби класів А, Б і В мають відповідно вогнетривкість 1730, 1670 і 1610 °С.

До матеріалів вищої вогнетривкості відносять карборунд SiC (вогнетривкість 2100 °С), бориди, нітриди, карбіди, нітриди кремнію Si_3N_4 (до 3000 °С). Багато з них крихкі та схильні до окислення і застосовуються часто у вигляді спечених композиційних матеріалів.

З неметалічних матеріалів органічного походження в технологічному апаратобудуванні застосовуються дерево, гума, матеріали на основі графіту, пластичні маси та ін.

Дерево. На виготовлення найпростіших апаратів, сховищ, а також хордових насадок, рам для мішалок і тому подібних пристроїв використовується деревина хвойних порід – сосна, ялина, модрина. Основні переваги дерева полягають у його доступності та дешевизні, достатній міцності, легкості обробки. Дерево служить прекрасним матеріалом для тари в харчовій промисловості. Однак дерево володіє великими недоліками, такими як: анізотропність, горючість, здатність зсихатися або набухати. Деревина хімічно не стійка до дії міцних сірчаної та соляної кислот, азотної кислоти, розчинів їдких лугів, солей заліза, алюмінію, магнію, сірчистого газу, хлору і багатьох інших середовищ. Смоли, що містяться в деревині, можуть забруднювати оброблювані речовини.

Гуми являють собою полімер, одержуваний термічною обробкою (вулканізацією) суміші сирого натурального або синтетичного каучуку з сіркою. При уведенні 2–4 % сірки виходить м’яка гума, при введенні 25–40 % – тверда гума – ебоніт. Крім сірки, до складу входять різні добавки-наповнювачі, прискорювачі вулканізації, речовини, що перешкоджають старінню гуми та ін. М’яка гума володіє хімічною й ерозійної стійкістю. Теплова стійкість звичайних гум невисока – близько 80 °С, а гуми на основі синтетичного каучуку до 300 °С. Під дією окиснювачів і світла м’яка гума старіє – розтріскується та втрачає свою еластичність і міцність. В органічних розчинниках гума здатна сильно набухати. Гуми володіють сукупністю цінних конструкційних властивостей – високою пружністю, здатністю поглинати вібрації, чинити опір стиранню, газо- і гідронепроникністю, хімічною стійкістю при впливі багатьох агресивних середовищ, є хорошим діелектриком. Ці якості визначають дуже широке використовування гуми для виготовлення прокладок для фланцевих з’єднань, втулок, шлангів, манжет та інших елементів машин і апаратів. Сира листова гума служить для гумування апаратів, ємностей і трубопроводів. Листи сирої гуми наклеюють на ретельно очищену поверхню, потім покриття вулканізують гострою парою, гарячим повітрям, киплячою водою або гарячими сольовими розчинами при температурі від 105 до 130 °С.

Ебоніт, на відміну від гуми, твердий, мало еластичний, менш схильний до набухання і, володіючи гарною адгезією до металу, переважно застосовується для гумування апаратури. Як конструкційний матеріал ебоніт застосовується для виготовлення арматури, деталей і невеликих апаратів.

Графітові матеріали займають одне з провідних місць серед неметалевих конструкційних матеріалів. Такі цінні властивості, як висока хімічна стійкість, термостійкість, низький температурний коефіцієнт лінійного розширення, хороша теплопровідність (коефіцієнт його теплопровідності знаходиться в межах 90–360 Вт/(м · К), що відповідає значенням, характерним для більшості металів) і достатня механічна міцність, визначають доцільність їх використання в якості конструкційного і захисного матеріалу. З простих речовин графіт найтугоплавкіший матеріал ($t_{пл.}$ = 3845÷3890 °С). Розрізняють графітові матеріали природного (природний графіт) і штучного походження. Останні отримують змішуванням у певних співвідношеннях антрациту, нафтових і ливарних коксів та інших добавок, з подальшим їх пресуванням і термічною обробкою при температурі 1200–2300 °С.

Графіт інертний до багатьох агресивних середовищ. У присутності кисню він починає окислюватися при 550–600 °С. Штучні графітові матеріали через значну шпаристість (20–30 %) можна застосовувати в апаратобудуванні тільки після просочення їх фенол формальдегідними смолами.

Пластичні маси являють собою органічні високомолекулярні сполуки природного або штучного походження. Під час виготовлення до них додаються наповнювачі, пластифікатори, барвники та інші добавки, необхідні для надання їм бажаних властивостей – міцності, еластичності, кольору, температури розм'якшення, теплопровідності та ін. Пластичні маси мають високу корозійну стійкість до багатьох середовищ і великою міцністю на одиницю ваги і тому становлять винятковий інтерес для конструктора технологічного обладнання. Вони є прекрасними замінниками дорогих кольорових металів і сплавів.

Усі пластичні маси поділяються на дві групи: термопласти і реактопласти. Термопласти характеризуються здатністю розм'якшуватися при нагріванні і знову тверднути при подальшому охолодженні, причому цей процес є оборотним, і його можна багаторазово повторювати. Реактопласти під час нагрівання спочатку розм'якшуються і плавляться, а при подальшому нагріванні до певної температури необоротно тверднуть і стають нерозчинними. В цей час відомо безліч видів пластичних мас, які дуже широко застосовуються практично в будь яких сучасних виробництвах, у тому числі в хімічному і харчовому машинобудуванні. Як яскравий приклад – усім відомий фторопласт, який представляє собою полімер тетра-фторетилену. У сирому

вигляді це пухкий, волокнистий порошок, який при температурі 360–380 °С спікається в щільну, білу, напівпрозору масу. На дотик фторопласт нагадує парафін. Він відзначається великою еластичністю, прекрасними електроізоляційними властивостями, високою теплостійкістю в широкому діапазоні робочих температур від –200 до +250 °С. Фторопласт не розчиняється в жодному з відомих розчинників, не склеюється ніякими клеями, не горить, не змочується, не набухає і володіє низьким коефіцієнтом тертя. Фторопласт відмінно піддається обробці, його можна свердлити, шліфувати, фрезерувати й обточувати.

На сучасний момент існує чотири основних марки фторопласта залежно від розміру молекул і їх кількості в складі ланцюга. Чим вищий цей показник, тим більша питома вага речовини.

1. Ф-2 або полівініленфторід. Може також випускатися з додаванням модифікатора – кобальту, скловолокна, коксу. В цьому випадку до маркування додається буква «М». Відзначається високою міцністю, пружністю, не містить пластифікаторів, стабілізаторів і каталізаторів. За рахунок цього застосовується в трубопровідних системах та виробництві ємностей для агресивних рідин. Ф-2 легко переробляється і здатний розчинятися в апротонних (нейтральних) розчинниках.

2. Ф-3 або політріфторхлорідетилен. Різновидом є модифікований варіант Ф-3М. Твердий і міцний матеріал, здатний плавитися, розм’якшуватися та змінювати форму в процесі пресування, і литися. Стійкий до низьких температур. Має хорошу адгезію до металів і використовується в антикорозійних покриттях.

3. Ф-4 або політетрафторетилен. Важкогорючий матеріал з найвищою щільністю серед усіх фторопластів. Має малу пористість, високу гідрофобність, стійкість до впливу високих температур. Здатний витримати нагрівання до 260 °С без зміни властивостей. Ф-4 – найбільш поширений фторопласт у світі відомий у нас як фторопласт-4. У США він продається під торгівельною маркою «тефлон» (Teflon), у Німеччині – «гостафлон» (Hostaflon TF), у Великобританії – «Флюон» (Fluon G), у Франції – «гафлон» (Algoflon F).

4. Ф-40 – це сополімер тетрафторетилену й етилену. Може випускатися в двох видах: Ф-40П – для виготовлення виробів під тиском шляхом пресування і лиття; Ф-40Ш – для виготовлення виробів шляхом екструзії. Хімічні

властивості Ф-40 близькі до фторопласту Ф-4. Він стійкий до впливу концентрованих кислот і розчинників, не горить, не пропускає ультрафіолетові промені.

Фторопласт-3 був уперше отриманий у 1934 році в німецькому концерні IG Farben.

Найагресивніші агенти – гарячі окислюючі кислоти, міцні луги, олеум, царська горілка та ін. – не діють на фторопласт-4. Деяку дію на фторопласт-4 чинять тільки розплавлені лужні метали, трифтористий хлор (ClF_3) та елементарний фтор (F_2) і тільки при високих температурах. Істотним недоліком фторопласта-4 є його холодоплинність. Однак фторопласт-3 не володіє холодоплинністю і має підвищену міцність, але хімічна стійкість його нижча, ніж у фторопласта-4. З фторопластів виготовляють технологічне обладнання – реактори, колони, насоси, теплообмінники, а також сильфони, труби, прокладки, оглядові вікна (фторопласт-3 з високою прозорістю у видимих та інфрачервоних променях), мембрани, набивки й інші ущільнювальні деталі.

Фторопласт Ф-40 використовується в атомній, хімічній і харчовій промисловості, машинобудуванні, електротехніці, електроніці та радіоелектроніці, авіації, космосі та будівництві. Застосовується для виготовлення ізоляції проводів і кабелів, конструкційних вузлів, ущільнень, стійких до радіації, до агресивних середовищ, мастил, палива.

Фторопласт Ф-40 виготовляється кількох марок:

- марка «П» – для виготовлення пресованих прокладок і ущільнювачів виробів;
- марки «Ш», «Ш-1», «Ш-2» – для виготовлення ізоляції проводів і кабелів, порожнистих виробів, листів, труб, які працюють в контакті з високо агресивними рідинами;
- марки «ЛД-1», «ЛД-2» – для виготовлення методом лиття під тиском ущільнювачів захисних кілець, ізоляційних виробів, конструкційних вузлів, арматури, елементів трубопроводів, стійких до агресивних середовищ.

Інтервал робочих температур: марки «П», «Ш», «Ш-1», «Ш-2» – від мінус 100 до плюс 200 °С; марки «ЛД-1» і «ЛД-2» – від мінус 100 до плюс 180 °С.

Плівки з Ф-40 використовуються в промисловому будівництві (покрівельний матеріал), у каналізаційних очисних спорудах, термоізоляції для покриття сонячних батарей, для виготовлення мембран. Плівка з напиленням

алюмінію або срібла використовується для параболічних дзеркал сонячних колекторів.

Основні технічні характеристики фторопластів наведено у табл. 1.1., а на фото 1.1 представлені фільєри для виробництва макаронів, у яких також використовується фторопласт.

Таблиця 1.1 – Основні технічні характеристики різних фторопластів

Найменування	Щільність, кг/м^3	Температура експлуатації, °С	Руйнівна напруга (розтягнення), МПа
Ф-2	1780	–45/ +150	44–55
Ф-3	2090–2160	–195/ +190	35–43
Ф-4	2150–2240	–260/ +260	16–35
Ф-40	1700	–200/ +200	27–50



Фото 1.1 – Фільєри

Композиційні матеріали являють собою металеві або неметалеві матриці (основи) із заданим розподілом у них зміцнювачів (волокон дисперсних частинок), при цьому ефективно використовуються індивідуальні властивості складових композиції. За характером структури композиційні матеріали підрозділяються на волокнисті, зміцнені безперервними волокнами і ниткоподібними кристалами; дисперснозміцнені матеріали, отримані шляхом уведення в матрицю дисперсних частинок зміцнювачів; шаруваті матеріали, створені шляхом пресування або прокатки різнорідних матеріалів. До композиційних матеріалів також відносяться сплави зі спрямованою кристалізацією евтектичних структур. Комбінуючи об’ємний вміст, можна,

залежно від призначення, отримувати матеріали з необхідними значеннями міцності, жароміцності, модуля пружності, абразивної стійкості.

Волокнисті композиційні матеріали, армовані ниткоподібними кристалами та безперервними волокнами тугоплавких сполук і елементів (SiO_2, Al_2O_3, бор, вуглець і ін.), є новим класом конструкційних матеріалів – термопластами.

До термопластів відносяться: поліетилен, полівінілхлорид, поліпропілен і стиролові смоли. Термопласти поділяються на термопласти загального і термопласти спеціального призначення. До перших відносяться такі види пластиків, як полікарбонати, поліацетали, поліаміди, полібутилентерефталат, поліетилентерефталат, модифікований поліфеніленоксід; до других – фторопласт, поліарілат, поліімід, полісульфон, поліефіркетон, поліефірімід, поліефірсульфон, поліфеніленсульфід.

Раніше вони переважно розглядалися як замінники металів, однак у цей час конструкційні пластмаси стали самостійним класом конструкційних матеріалів, без яких не можливий розвиток багатьох сучасних галузей промисловості. Вони володіють усіма найважливішими властивостями конструкційних матеріалів: статичною та динамічною міцністю, зносо- і корозійною стійкістю. Значно кращими порівняно з металами й іншими традиційними конструкційними матеріалами є їх низька щільність при досить високій механічній міцності і легкість формування. При цьому особливий інтерес представляють спеціальні конструкційні пластмаси, які в значній мірі перевищують інші види конструкційних пластмас за термічною і хімічною стійкістю, легкістю і міцністю, в зв’язку з чим спостерігаються високі темпи зростання їх споживання в таких галузях, як точне машинобудування, авіакосмічна, хімічна, харчова й електронна промисловість, виробництво медичних інструментів. Одним із таких представників спеціальних конструкційних пластмас є склопластик.

Склопластик – композиційний матеріал, що складається зі скляного наповнювача і синтетичного полімерного зв’язуючого. Наповнювачем служать в основному скляні волокна у вигляді ниток, джгутів (роввінгів), тканин, матів, рубаних волокон; зв’язуючим – поліефірні, феноло-формальдегідні, епоксидні, кремнійорганічні смоли, поліміди, аліфатичні поліаміди, полікарбонати та ін. Для склопластику характерно поєднання високих характеристик міцності, діелектричних властивостей, порівняно низької щільності і теплопровідності, високої атмосферо-, водо- і хімстійкості. Механічні властивості склопластику визначаються переважно характеристиками наповнювача і міцністю зв’язку

його зі зв'язуючим, а температури переробки та експлуатації – зв'язуючим. Найбільшою міцністю і жорсткістю володіють склопластики, які містять орієнтовано розташовані безперервні волокна. Такі склопластики поділяються на односпрямовані і перехресні. У перших волокна розташовані взаємно паралельно, у других – під заданим кутом один до одного, постійним або змінним щодо виробу. Змінюючи орієнтацію волокон, можна в широких межах регулювати механічні властивості склопластиків.

Вироби зі склопластику з орієнтованим розташуванням волокон виготовляють методами намотування, пошарового викладення або протягання з подальшим автоклавним, вакуумним або контактним формуванням або пресуванням, з прес-матеріалів – пресуванням і литтям.

Склопластик володіє багатьма дуже цінними властивостями, що дають йому право називатися одним із матеріалів майбутнього. Нижче пераховані деякі з них.

Механічні властивості. При своїй невеликій питомій вазі склопластик володіє високими фізико-механічними характеристиками. Використовуючи деякі смоли, наприклад Norpol Dion, і певні види армуючих матеріалів, можна отримати склопластик, який за своїми характеристиками міцності перевершує деякі сплави кольорових металів і сталі.

Вага. Питома вага склопластиків коливається від 0,4 до 1,8 г/см^3 і в середньому становить 1,1 г/см^3. Нагадаємо, що питома вага металів значно вища, наприклад, сталі – 7,8, а міді – 8,9 г/см^3. Навіть питома вага одного з найбільш легкого сплаву дуралюміна становить 2,8 г/см^3. Таким чином, питома вага склопластику в середньому в п'ять-шість разів менша, ніж у чорних і кольорових металів, і в два рази менша, ніж у дуралюміна. Це робить склопластик особливо зручним для застосування.

Діелектричні властивості. Склопластики є прекрасними електроізоляційними матеріалами при використанні як змінного, так і постійного струму.

Хімічна стійкість. Склопластики як діелектрики абсолютно не піддаються електрохімічної корозії. Існує цілий ряд смол (деякі поліефірні смоли, смоли Norpol Dion), що дозволяють отримати склопластики стійкі до різних агресивних середовищ, у тому числі і до впливу концентрованих кислот і лугів.

Теплоізоляційні властивості. Склопластик відноситься до матеріалів із низькою теплопровідністю. Крім того, можна значно підвищити

теплоізоляційні властивості шляхом виготовлення багатошарової конструкції, використовуючи між шарами склопластику пористі матеріали, наприклад пінопласт. Завдяки своїй низькій теплопровідності, склопластикові конструкції з успіхом застосовуються в якості теплоізоляційних матеріалів.

Найважливіша сфера споживання поліефірних склопластиків – виробництво корозійностійкого обладнання, що використовується в хімічній промисловості та комунальному господарстві. Труби та резервуари, скрубери, установки для очищення стічних вод і промислових газів, що відходять, воронки, кришки, лопаті вентиляторів, вихлопні труби, рами фільтрпресів, насоси, корпуси вентилів, ковші транспортерів, кожухи теплообмінників, вали мішалок, покриття підлог, облицювання резервуарів – це далеко не повний перелік обладнання, що виконується зі склопластиків. Підставою для використання цих матеріалів є їх висока корозійна стійкість, що перевищує в кілька разів стійкість високолегованих сталей і гумованих виробів.

У цей час для виробництва склопластиків використовують переважно п'ять типів поліефірних смол:

- орто- і ізофталеві;
- бісфенолфумаратні;
- хлорендікові;
- винилефірні.

Найбільшою корозійною стійкістю відзначаються бісфенолфумаратні, хлорендікові і вініл ефірні смоли, що пояснюється їх структурою, в якій ефірні групи стерично захищені.

Ортофталеві поліефірні смоли, зазвичай пов'язані зі смолами загального призначення, мають найменшу корозійну стійкість і не застосовуються в сильно кородуючому середовищі.

Ізофталеві смоли (гнучкі і жорсткі) на основі ізофталевої кислоти і гликолей різного типу використовуються в помірно кородуючих середовищах. При температурах 80÷85 °С вони мають стійкість до слабких кислот і лугів, розчинників і нафтопродуктів.

Поліефірні смоли відзначаються високою корозійною стійкістю до кислот і лугів при температурі до 120 °С, але не придатні для застосування в присутності сильних окислювачів і в середовищі розчинників.

Хлорендікові смоли на основі хлорендікового ангідриду або кислоти, використовуються при температурах до 180 °С, стійкі в агресивних, сильних

окисних середовищах, концентрованих кислотах, але мало стійкі в лужному середовищі. Вогнестійкі сорти цих смол у жорстких умовах експлуатації поступаються тільки азбесту.

Особливий інтерес виявляють сьогодні до вінілефірних смол, які за властивостями займають проміжне положення між звичайними поліефірними та епоксидними. Вони продукти реакції епоксидних олігомерів із ненасиченими органічними кислотами, наприклад метакрилової, що зшиваються шляхом радикальної полімеризації зі стиролом, як і стандартні ненасичені поліефірні смоли. Вони кислотостійкі, як поліефірні, але в той же час володіють високими міцністю, адгезією, стійкістю до розчинників, як епоксидні смоли.

Використовуючи різні епоксидні олігомери в якості вихідних продуктів, можна отримувати вінілефірні смоли з широким спектром властивостей, у тому числі вогне- та термостійкі, удароміцні. Так, вінілефірні смоли на основі епоксіноволаків відзначаються підвищеною термостійкістю і стійкістю до розчинників.

Вінілефірні смоли відзначаються надзвичайно високою корозійною стійкістю в широкому діапазоні рН. Вони стійкі, наприклад, у середовищі 37 % соляної кислоти і 50 % лугу. Це єдині з усіх полімерів, що застосовуються для виробництва склопластиків, які придатні до експлуатації в контакті з хлором, діоксидом хлору у великих концентраціях. Температурний діапазон експлуатації вінілефірних смол обмежений 95÷105 °С, але спеціальні сорти з більшим ступенем зшивання можуть використовуватися до температури 120 °С. Вогнестійкі сорти вінілефірних смол отримують шляхом додаткового уведення брому в бензольне ядро.

Корозійностійкі поліефірні склопластики часто експлуатуються в умовах підвищених температур і пожежонебезпеки. У табл. 1.2 наведено дані з теплостійкості різних поліефірних смол і склопластиків на їх основі.

Таблиця 1.2 – Теплостійкість поліефірних смол

Температура	Назва смоли			
	Ізофталева	Вінілефірна	Бісфінолфумаратна	Хлорендікова
Температура теплової деформації литої смоли, °С	95	100	132	150
Температура тривалої експлуатації шаруватого пластику з вмістом скловолокна 65 %, °С	–	120	150	177

Як приклад устаткування, де потрібні одночасно термо- і вогнестійкість, можна навести, зокрема, скрубери теплоелектростанцій, в яких частини, що контактують із гарячими газами, виготовлені із застосуванням кислотостійких склопластиків на основі хлорендікових смол.

Підвищення температури підсилює вплив агресивних агентів на склопластик, але якщо стосовно металів діє правило, за яким при підвищенні температури на кожні 6 °С швидкість корозії подвоюється, то у склопластиків корозія розвивається повільніше.

Порівняно з металевими склопластикові резервуари мають ще й ту перевагу, що представляють собою практично одну деталь із безперервною поверхнею і невеликою кількістю з'єднань. Крім того, склопластик хороший звукоізолятор і утеплювач. Його теплопровідність у 100 разів менша, ніж сталі, тому температура зовнішньої поверхні стінки резервуара набагато нижча, ніж внутрішньої.

Виробництво склопластикових труб і резервуарів для транспортування і зберігання агресивних рідин набуває дедалі більших масштабів завдяки появі нових сортів поліефірних смол, які забезпечують найкращу корозійну стійкість і механічну міцність. Це, насам перед стосується вінілефірних смол, практичний досвід застосування яких показав їх високі експлуатаційні якості. Так, труби зі склопластику на основі смоли Diacryl за два роки випробувань у різних середовищах (бензин, етанол, соляна і сірчана кислоти) зберегли > 90 % початкової міцності. Смола відзначається швидким затвердженням при УФ-опроміненні і тому дуже зручна для виробництва виробів методом намотування.

У Франції, Марокко, Тунісі, Алжирі та інших країнах з великими запасами фосфатів склопластики протягом ряду років успішно застосовуються в установках з отримання фосфорної кислоти (сховища, скрубери). Так, ще в 1974 р. були запущені в експлуатацію скрубери і димові труби з шаруватого пластику на основі Derakane 411-45. Скрубер має висоту 34 м і діаметр 2,8 м, а робочі температури досягають 60–70 °С.

Сховища для агресивних хімікатів виготовляють намотуванням, застосовуючи тангенціальні й аксіальні напрямки нитки з метою забезпечення більшої міцності на розтягування і стиснення. Для теплоізоляції сховища в товщу стінки в процесі виготовлення поміщають шар пінопласту. Сталеві і

бетонні сховища облицьовують шаруватим матеріалом з вінілефірних смол і С-скла методом ручної викладки.

Як було встановлено споживачами в процесі експлуатації, поліефірні смоли, такі як бісфенольні і вінілефірні, виявляють підвищення експлуатаційних якостей після декількох років використання в корозійних середовищах, тобто здатність витримувати більш жорсткі умови роботи.

Поліефірні склопластики практично вирішили багаторічну проблему хімічної промисловості – пошук конструкційного матеріалу для насосів і вентилів, який поєднував би міцність металів і корозійну стійкість пластмас. На початку 1980 р. американська фірма Ingersoll-Rand поставила на ринок свій перший повністю пластмасовий насос для кородуючих рідин, всі деталі якого, що контактують з корозійним середовищем (корпус, крильчатка, прокладка, ущільнення сальника), виготовлені зі склопластику на основі вінілефірної смоли Derakane. Матеріал мав міцність від утомленості до 50 млн. циклів, деталі були виготовлені пресуванням і просоченням під тиском. Як показала практика, такі насоси можуть експлуатуватися, не вимагаючи обслуговування, протягом декількох місяців і навіть років у середовищах, в яких термін експлуатації металевих деталей обчислюється кількома добами. На одному з нафтопереробних заводів у штаті Техас такий насос працював > 6 міс., перекачуючи 5 %-ву сірчану кислоту по 12 год/добу при температурі 43 °С. Насос із нержавіючої сталі в тих самих умовах зазнавал сильної корозії після 10 днів роботи. На іншому заводі насос перекачував хлоровану воду з рН-2 протягом 5 міс. без ремонту. Насосу з металевого сплаву, який використовувався раніше через два тижні з дня початку експлуатації, потрібна була заміна усіх основних частин. Серед інших прикладів використання поліефірних смол в умовах агресивної корозії слід згадати будову підлог на хімічних підприємствах, там, де поки використовуються епоксидні смоли. На ці цілі йдуть вінілефірні смоли, які надають полам стійкості до сильних кислот, лугів і окислювача.

Слід зазначити також зростаючу роль поліефірних склопластиків в охороні навколишнього середовища. Крім уже зазначених установок для промивання газів, сховищ, димових труб, осушувальних веж склопластики дедалі ширше застосовуються при будівництві очисних споруд для промислових і побутових стічних вод. З них виготовляються, зокрема, дахи над очисними спорудами, що надійно ізолюють від запаху і шуму.

Вінілефірні смоли, що володіють пластичністю, гарним подовженням і адгезією до волокна, забезпечують необхідну витривалість композиційного матеріалу – при 52 %-му вмісті скловолокна він витримує без руйнувань > 1 млн. циклів при тиску 8,5 МПа. У табл. 1.3 наведено властивості склопластику на основі вінілефірної смоли XU71835.00.

Таблиця 1.3 – Механічні властивості склопластику на основі вінілефірних смол

Механічні властивості	Без термообробки	Після термообробки при 163 ^{o}C
Межа міцності при розтягуванні, МПа	247	241
Модуль пружності при розтягуванні, МПа	17238	16548
Межа міцності при вигині, МПа	344	405
Модуль пружності при вигині, МПа	9653	11032
Відносне подовження, %	2,5	2,4
Питома ударна в’язкість по Ізоду, Дж/м	1073	1127

На закінчення слід зазначити, що не можна розглядати властивості конструкційних матеріалів ізольовано. Метали й інші матеріали спільно беруть участь у роботі, та їх сумісна поведінка може істотно відрізнятися від поведінки кожного з них окремо. Відомо, що метали і сплави, порізно досить стійкі до роз’їдної дії розчину електроліту, але при спільному їх застосуванні можуть руйнуватися в результаті електрохімічної корозії, що змушує конструктора враховувати цю обставину. Коефіцієнти тертя залежать від властивостей і стану поверхонь обох матеріалів, що утворюють тертьову пару. Тому з різних матеріалів виготовляють не тільки елементи підшипників ковзання, а й такі пари, як, наприклад, шпилька з гайкою, для того щоб зменшити заїдання різьби.

1.9 Особливості конструювання посудин і апаратів

Для сталевих циліндричних посудин і апаратів, корпуси (обичайки) яких виконуються з листового прокату, за базовий розмір приймають внутрішній діаметр, мм, який обирається з наступного ряду: 400, 450*, 500, 550*, 600, 650*, 700, 800, 900, 1000, 1100*, 1200, 1300*, 1400, 1500*, 1600, 1700*, 1800, 1900*, 2000, 2200, 2400, 2500, 2600, 2800, 3000, 3200, 3400, 3600, 3800, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7000, 7500, 8000, 8500, 9000, 9500, 10 000, 11000, 12000, 14000, 16000, 18000, 20000. Діаметри зі знаком * призначені тільки для сорочок апаратів. Допускається

сталеві емальовані апарати, а також апарати з високолегованих нікельвмісних сталей виготовляти діаметрами 250, 300 і 350 мм.

Для сталевих апаратів, корпуси яких виготовляють із готових труб, за базовий розмір приймається зовнішній діаметр, мм, який обирається з наступного ряду: 133, 159, 168, 219, 273, 325, 377, 426, 480, 530, 630, 720, 820 , 920, 1020, 1120, 1220 1320, 1420.

Конструкція апаратів повинна передбачати можливість внутрішнього огляду, очищення, промивання й продування. Внутрішні пристрої, які перешкоджають огляду, повинні буті знімними. Сорочки (для зовнішнього обігріву або охолодження) допускається виконувати приварними.

Практично всі посудини й апарати повинні мати люки і люк-лази для внутрішнього огляду, які розташовані в зручних для обслуговування місцях. За наявності в апараті знімних кришок або днищ і фланцевих штуцерів, що забезпечують можливість внутрішнього огляду, установлювання люк-лазів не обов’язкове. Кришки люків і люк-лазів повинні бути знімними. При масі знімних кришок більше 20 кг повинні передбачатися відповідні стропові пристосування.

Кожухотрубні теплообмінники (за винятком горизонтальних випарників з паровим простором), а також апарати з сорочкою для кріогенних рідин допускається виконувати без лазів. Шарнірно-відкидні або вставні болти, хомути та затискні пристрої кришок, лазів і фланцевих з’єднань повинні бути забезпечені пристосуваннями від зсуву або від ослаблення.

Перекидні апарати повинні мати пристрій, який унеможливлює самоперекидання.

Для можливості проведення гідро-випробувань апарат повинен мати відповідні штуцери для наливу і зливу води та видалення повітря (можуть бути використані технологічні отвори). На вертикальних апаратах ці штуцери повинні бути розташовані з урахуванням можливості проведення гідро-випробувань у горизонтальному положенні апарата.

Для підйому й установки апарата на ньому повинні бути передбачені стропові пристрої. Допускається використовувати для цих цілей наявні на апараті елементи (горловини, технологічні штуцери, лапи, уступи та ін.), якщо їх міцність не викликає сумнівів, що має бути підтверджено спеціальним розрахунком.

Всі основні зварювальні шви, як правило, повинні бути стиковими двосторонніми або з підварюванням кореня шва, бути доступними для огляду і контролю. У місцях приєднання опор до апарата наявність зварних швів, як

правило, не допускається. Якщо це не може бути виконано, необхідно передбачити можливість контролю шва під опорою.

Розташування люк-лазів, оглядових вікон і штуцерів, як правило, має бути поза зварних швів. Допускається як виняток виконання отворів на швах за умови двостороннього провару швів і зміцнення отворів.

1.9.1 Деякі особливості та вимоги до зварювання обичайок і їх елементів

У процесі проектування технологічного обладнання конструктор повинен призначити спосіб зварювання, вибрати тип швів, вказати підготовку зварювальних кромок і розробити таку конструкцію зварного шво, яка забезпечить гарну якість зварювання і збереження міцності та корозійних властивостей металу конструкції. Спосіб зварювання вибирається залежно від матеріалу зварювальних частин (вуглецеві сталі або леговані), їх геометричних розмірів (товщини або діаметра), від технічних можливостей заводу виробника та інших факторів.

Сутність технологічного процесу зварювання металів полягає в отриманні нероз'ємного з'єднання. Залежно від цього зварювальні процеси умовно діляться на способи зварювання плавленням і тиском. Метали з однаковим типом кристалічної решітки, що утворюють один з одним безперервний ряд твердих розчинів, добре зварюються методом зварювання плавленням.

В якості джерела енергії при зварюванні плавленням використовують електричну дугу, киснево-ацетиленове полум'я, електронний промінь, плазмовий струмінь, світловий промінь оптичного квантового генератора та ін. Для металів, що не володіють взаємною розчинністю в розплавленому стані, а також для з'єднання елементів із різнорідних металів застосовують методи зварювання тиском: контактні, дифузійні, ультразвукові, газопресові та ін.

З багатьох видів зварювання при виробництві сталевих посудин і апаратів застосовується, головним чином, електродугове зварювання різними способами (ручним, автоматичним і напівавтоматичним під флюсом, у захисних газах), рідше інші види зварювання (електрошлакове, газове, контактне). В цей час найбільшого застосування набуло автоматичне зварювання під флюсом, яким з'єднуються листи різної товщини обичайок, днищ, корпусів і інших деталей апаратів, що мають значну протяжність зварних швів. Це зварювання характеризується великою продуктивністю, високою якістю, можливістю механізації процесу і низькою вартістю.

Зварювання корпусів посудин і апаратів, підвідомчих Державній службі України з питань праці (Держпраці), і приварювання до них різних деталей повинні проводитися зварниками необхідної кваліфікації відповідно до «Правил атестації зварників», які мають посвідчення встановленої форми. Всі зварні шви підлягають клеймуванню, яке дозволяє встановити зварника, який виконував ці шви. Клеймо наноситься на відстані 20–50 мм від кромки зварного шва із зовнішнього боку. Для кільцевого шва клеймо повинно ставитися в місці перетину кільцевого шва з поздовжнім і далі через кожні 2 м, але при цьому має бути не менше двох клейм на кожному шві. На кільцевий шов апарата діаметром менше 700 мм допускається ставити одне клеймо. Клеймування поздовжніх і кільцевих швів апаратів із товщиною стінки менше 4 мм допускається виконувати електрографом або незмивною фарбою. Місце клеймування укладають в добре видиму рамку, виконану незмивною фарбою.

Для запобігання холодних тріщин всі зварювальні роботи при виготовленні апаратів (зварювальних одиниць і деталей) повинні проводитися при позитивних температурах у закритих опалювальних приміщеннях. При виконанні зварювальних робіт на відкритому майданчику (монтажне зварювання) зварювальник і місце зварювання повинні бути захищені від безпосереднього впливу дощу, вітру і снігу.

Характеристики міцності зварного шва залежать в основному від розташування елементів, що з’єднуються, і виду зварювання що застосовується. Використовують з’єднання у стик, у тавр і внапусток. Найкращим і найважливішим видом з’єднання елементів посудин та апаратів, підвідомчих Держпраці, є стиковий шов.

При товщині металу більше 3 мм практично завжди кромку під зварювання необхідно спеціально готувати. Обробка кромок листів перед зварюванням залежить від методу зварювання і товщини зварювальних листів. Найчастіше застосовуються безскісне шво, V-подібне шво з підрубкою кромок і шво із підкладкою.

Обробка кромок стикового шва під електродугове ручне зварювання показана на рис. 1.1.

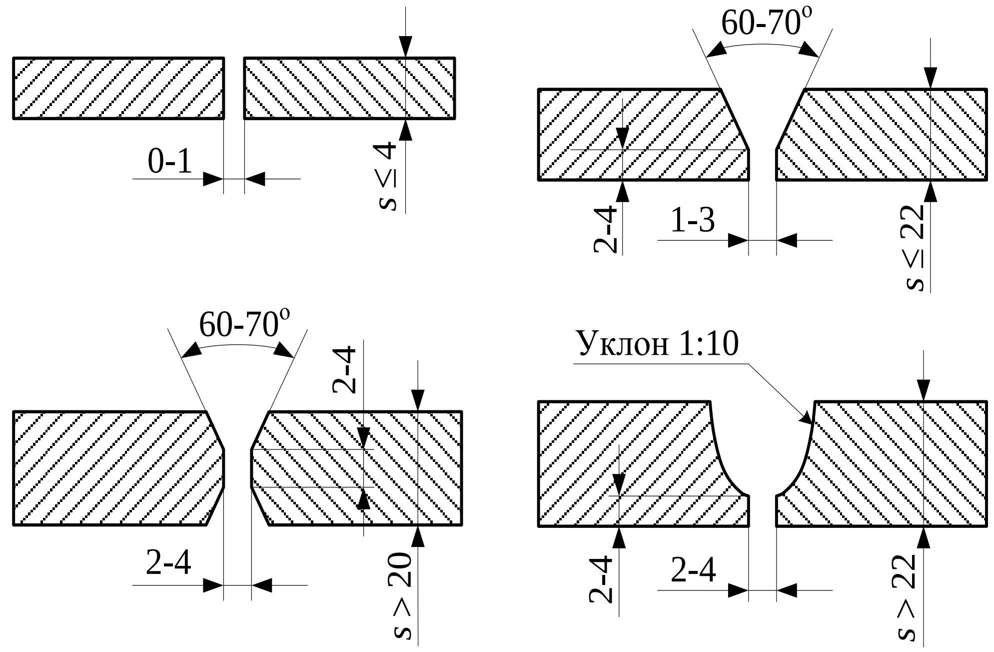


Рисунок 1.1 – Підготовка кромок для ручного дугового зварювання в залежності від товщини листа

Ручне зварювання дозволяє виконувати шви в будь-яких просторових положеннях: нижньому, горизонтальному, вертикальному, стельовому. Ручне зварювання зручне при виконанні коротких криволінійних швів у будь-яких просторових положеннях, при виконанні швів у важкодоступних місцях, а також при монтажних роботах і складанні конструкцій складної форми.

Види підготовки кромок листів під автоматичне зварювання під флюсом показані на рис. 1.2. Великою перевагою зварювання під флюсом є можливість одностороннього і двостороннього зварювання з безскісним обробленням кромок (рис. 1.2, *а*), завдяки чому спрощується підготовка листів і зменшується витрата присадочного металу. Автоматичним зварюванням вдається зварювати одностороннім швом листи товщиною до 25 мм, двостороннім – до 50 мм.

При зварюванні поздовжніх швів апаратів без спеціальних пристосувань рекомендується безскісна підготовка кромок до 6–8 мм включно, а при більших товщинах рекомендується робити невеликий скіс, зростаючий з глибиною шва (рис. 1.2, *б*).

Оброблення кромок під кутом необхідно в тих випадках, коли бажано збільшити ступінь участі металу електрода в формуванні шва. Так, при, зварюванні нержавіючої сталі з вуглецевою оброблення кромок обов’язкове для того, щоб уникнути розтріскування шва.

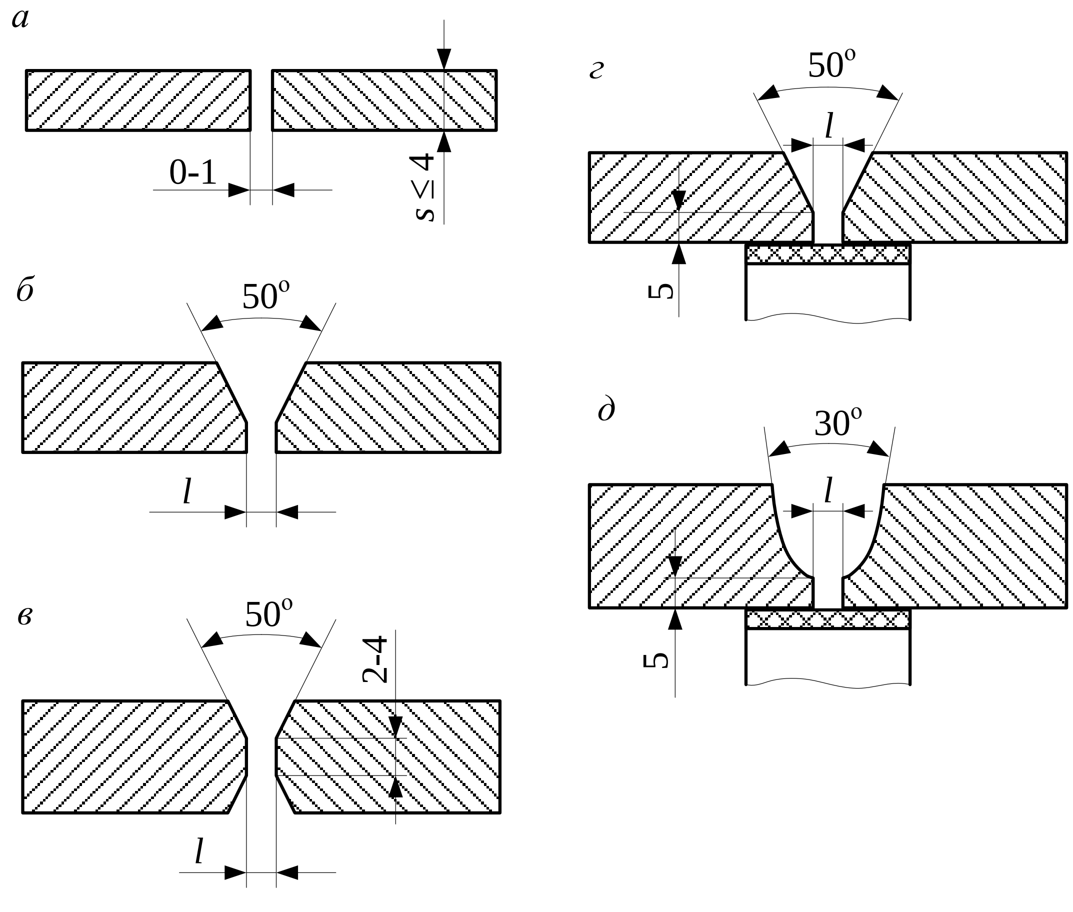


Рисунок 1.2 – Підготовка кромок для автоматичного зварювання під шаром флюсу:
а – безскісна підготовка кромок; *б* – одностороння обробка кромок;
в – двостороння обробка кромок; *г* і *д* – зварка на підкладному кільці

Двостороння обробка кромок (рис. 1.2, *в*) служить для того, щоб у шві домінував матеріал електрода, а також при зварюванні листів товщиною більше 50 мм. В останньому випадку бажано застосовувати електрошлакове зварювання без обробки швів із зазором між листами l = 30 мм. Обробка швів за рис. 1.2, *г* і *д* застосовується тільки для поперечних швів та при односторонньому доступі до шва. Варіант шва по рис. 1.2, *г* застосовується для товщини листів до 18 мм.

У з’єднаннях у тавр або внапусток катет шва визначається товщиною *s* зварювальних елементів. Достатній провар забезпечується при розмірах катета шва наведених у табл. 1.4.

Таблиця 1.4 – Мінімальні розміри катета шва, мм

s	До 4	4 – 8	9 – 15	16 – 25	Більш 25
K_{min}	3	4	6	8	10

Найбільша величина катета не повинна перевищувати К ≤ $1{,}2s_{min}$, де s_{min} найменша товщина зі з'єднувальних деталей.

При автоматичному зварюванні безскісна обробка кромок при з'єднанні обичайок з трубними дошками (рис. 1.3, *а*) дає кращі результати, ніж зі скошеними (рис. 1.3, *б*). Проточувати канавку і вставляти в неї обичайку не потрібно. Цим тільки послаблюється дошка, ускладнюється зварювання і збільшується вартість холодної обробки (рис. 1.3, *в*).

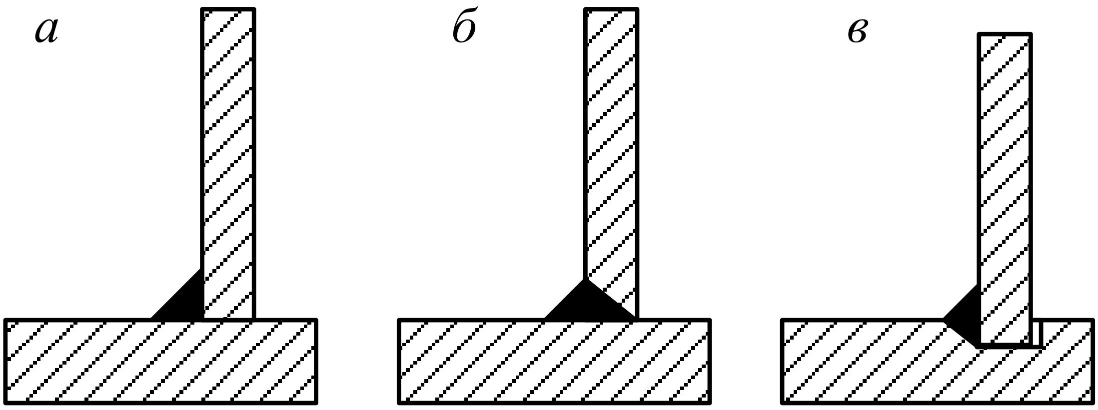


Рисунок 1.3 – Зварні з'єднання обичайок з трубними дошками

Конструкція зварного з'єднання повинна забезпечувати отримання якісних швів. Потрібно уникати стельових швів. Автоматичне зварювання можливе тільки при нижньому і горизонтальному розташуванні зварювальної ділянки шва. Обрис швів при ручному і напівавтоматичному зварюванні може бути будь-яким. Автоматичним зварюванням здійснюються поздовжні і кільцеві шви апаратів. Мінімальний діаметр обичайок, що допускають автоматичне зварювання внутрішніх швів – 600 мм, зовнішніх швів – 100 мм.

Листи, що з'єднуються стиковою зваркою, повинні бути, по можливості, однакової товщини. Якщо їх товщина відрізняється більше ніж на 20–25 %, необхідно механічною обробкою зрівняти кромки деталей, що з'єднуються. В цьому випадку уклон скосу L робиться 1 : 5. З'єднання має забезпечувати вільну усадку металу шва. Для цього передбачають зазори між деталями, що зварюються. Зазор між листами a береться залежно від товщини листів s:

s, мм	До 8	10 – 12	14 – 18	20 – 30	30 – 40	40 – 50
L, мм	0 – 1	1 – 2	2 – 3	3 – 4	4 – 5	7 – 8

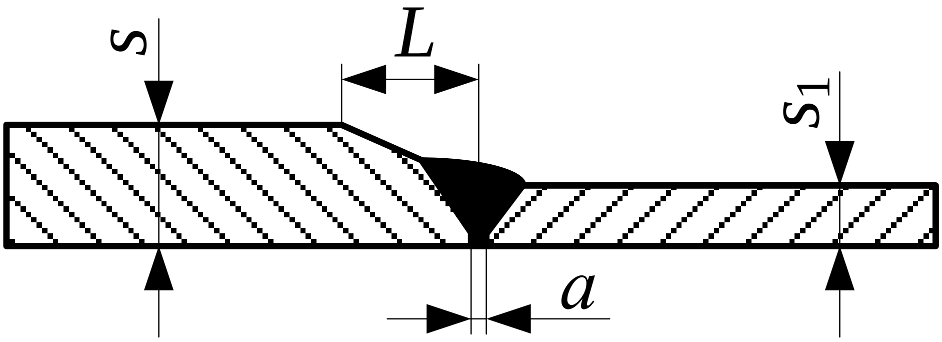


Рисунок 1.4 – Зварка у стик листів різної товщини

Місце шва має бути доступне для зварювання (рис. 1.5, *а*, *б*), крім того, метал шва і флюс не повинні стікати з місця зварювання. Якщо підрублювання і підварювання шва не можливі, наприклад у трубах та апаратах малого діаметра або в поперечних монтажних швах, потрібно встановлювати підкладні кільця або передбачати з’єднання в замок (рис. 1.6).

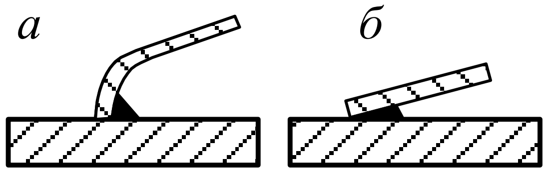


Рисунок 1.5 – Доступність шва для зварювання:
а – правильно; *б* – неправильно

При зварюванні труб і апаратів діаметром до 500 мм для поліпшення провару кут між крайками рекомендується збільшити до 90^{o} або застосовувати оброблення крайки по трапеції. Товщину підкладних кілець беруть рівною (0,3–0,5) *s*, а їх ширину – 4*s* + 5 мм, але не менше 20 мм.

Бажано не перегрівати шви і не піддавати матеріал повторному розплавленню. Багаторазове розплавлення погіршує якість металу і викликає в конструкції додаткові напруги.

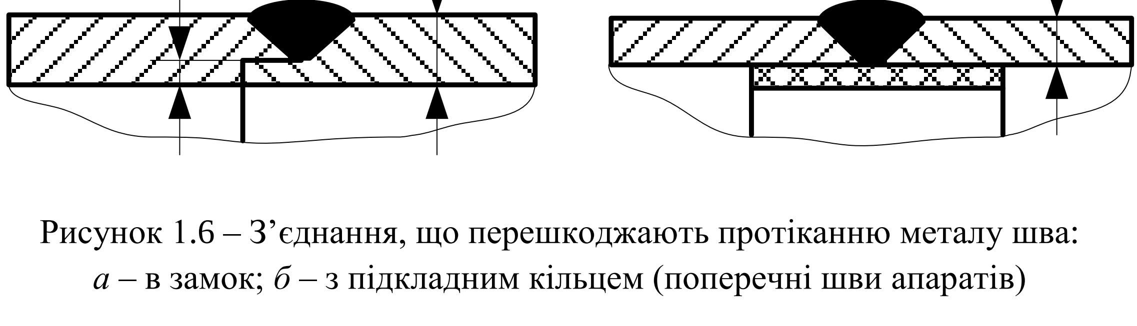


Рисунок 1.6 – З’єднання, що перешкоджають протіканню металу шва:
а – в замок; *б* – з підкладним кільцем (поперечні шви апаратів)

Завжди потрібно намагатися розосередити зварні шви і рознести їх подалі один від іншого. На рис. 1.7, *а* показано правильне, а на рис. 1.7, *б* неправильне розміщення поздовжніх і поперечних швів на обичайці апарата.

Відстань між швами *а* повинна бути не менше 3 *s*, але не менше 100 мм.

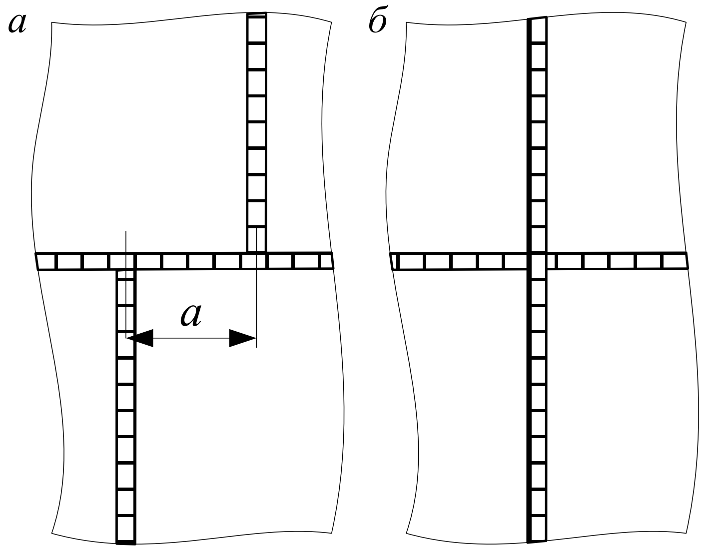


Рисунок 1.7 – Розміщення поздовжніх і поперечних швів на обичайці апарата: *а* – правильно; *б* – неправильно

Не слід кілька елементів з'єднувати одним швом. Поздовжні шви не повинні перериватися отворами і штуцерами.

У технологічному апаратобудуванні важливо мати можливість регулярно контролювати і оглядати зварні шви. Лапи і опори не повинні перекривати зварні шви.

У зварних конструкціях повинні бути зведені до мінімуму залишкові напруги і деформації. В цьому відношенні багато чого можна добитися правильним конструюванням. Для цього потрібно прагнути зменшити обсяг наплавленого матеріалу, уникаючи місцевих скупчень і частих перетинів, а також розміщувати шви якомога симетричніше по відношенню до осі.

Значне зниження напружень можна домогтися введенням гнучких елементів в зварні з'єднання. Прикладом може служити зварене з'єднання штуцера з обичайкою у стик на відбортовуванні (рис. 1.8).

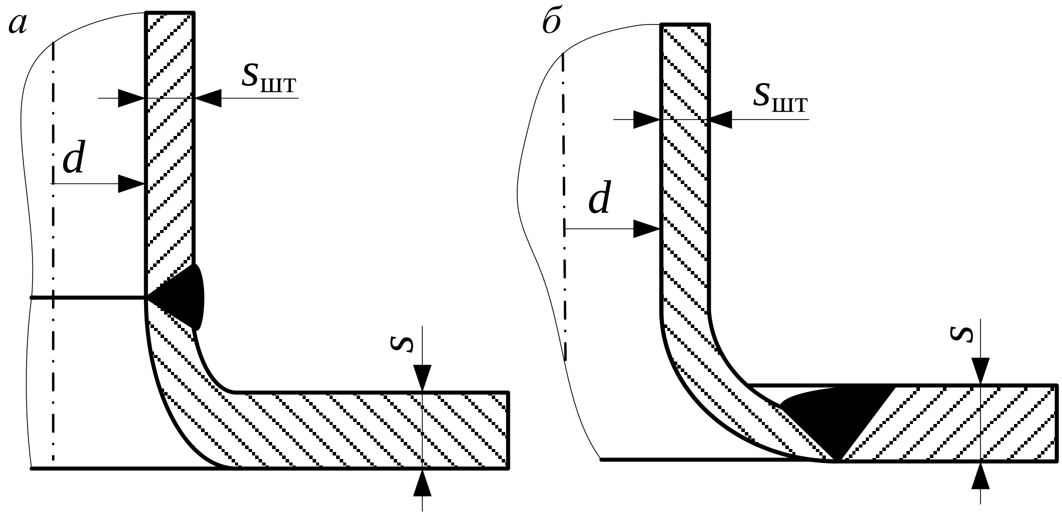


Рисунок 1.8 – Приварка штуцера на відбортовування:
а – відбортовується край отвору обичайки; *б* – відбортовується край штуцера

В даному випадку можливі два варіанти з'єднання: відбортовується назовні край отвору обичайки (рис. 1.8, *а*) або відбортовується край штуцера (рис. 1.8, *б*). Незважаючи на значно більшу зручність відбортовування краю штуцера в порівнянні з відбортовуванням краю обичайки, варіант «*а*» безсумнівно краще варіанта «*б*». Стінки обичайки майже завжди товщі від стінок штуцерів. При відбортовуванні отвору обичайки його край стоншується, наближаючись до товщини стінок штуцера, що сприятливо до зварювання.

Послідовність технологічних операцій при виготовленні апарата визначають значні деформації металу при зварюванні. Якщо в конструкції є з'єднання, зроблені за допомогою розвальцьовування, клепання, карбування і т.п., то ці операції повинні проводитися після зварювання, інакше термічні деформації можуть порушити щільність і міцність таких з'єднань. Через неминуче викривлення в процесі зварювання, холодна обробка різанням зварних апаратів, перевірка і обточування фланців повинні проводитися тільки після зварювання.

З економічних міркувань бажано знижувати до мінімуму обсяг зварювальних робіт шляхом спільного застосування ковальсько-пресового устаткування зі зварюванням (рис. 1.9), комбінуванням суцільних швів із переривчастими і т.і.

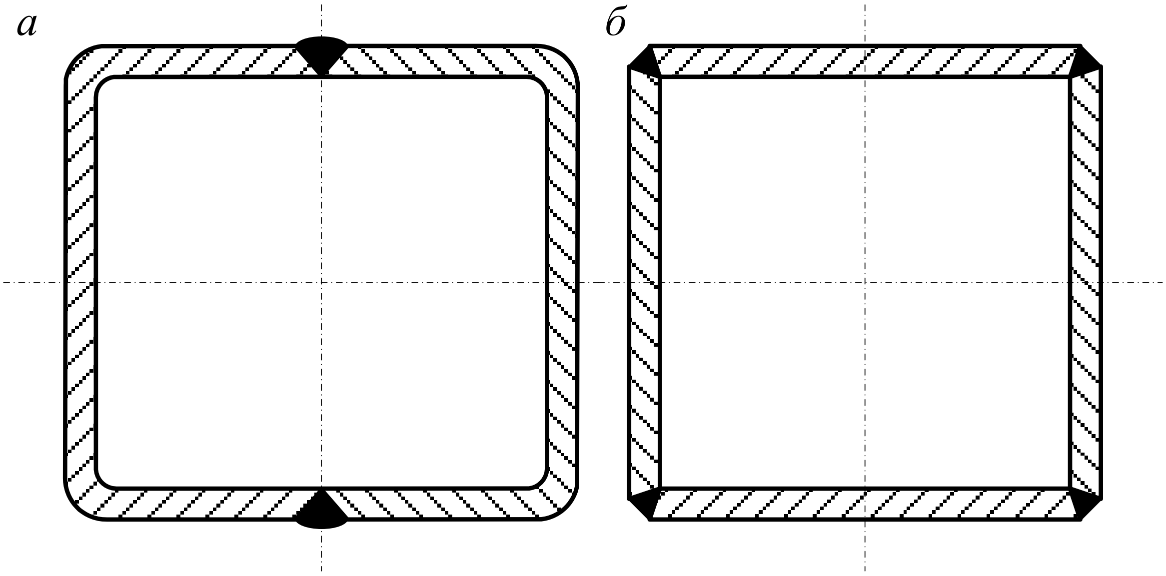


Рисунок 1.9 – Зменшення довжини швів шляхом комбінування гнуття зі зваркою:
а – правильно; *б* – неправильно

Приварку дрібних деталей раціонально проводити контактним зварюванням, коли не тільки зменшується довжина зварних швів, а й підвищується точність складання. На жаль, можливості зменшення обсягу наплавленого металу при виготовленні технологічного обладнання досить обмежені.

Якщо в конструкції корпусу використовують і аустенітні, і вуглецеві сталі, то необхідно враховувати відмінність їх фізичних властивостей. Температурний коефіцієнт лінійного розширення для аустенітної сталі приблизно в 1,5 раза більший, ніж для вуглецевої, а теплопровідність в 3–4 рази менша. Внаслідок цього при зварюванні різнорідних сталей відбувається локальне нагрівання з наступним виникненням значних залишкових напружень, які знижують корозійну стійкість аустенітної сталі. З цих причин слід в одних випадках уводити пружні елементи, а в інших – віддаляти стики від місць дії агресивних середовищ уведенням проміжних елементів.

При перегріві аустенітних сталей у процесі зварювання відбувається вигоряння легуючих компонентів, утворення карбідів хрому з подальшими втратами антикорозійних властивостей і появою схильності до міжкристалітної корозії. Для виключення останньої в зварних конструкціях використовують аустенітні сталі, які додатково леговані титаном, який пов’язує карбіди хрому.

Після зварювання виробів із високолегованих сталей зварні шви ретельно зачищаються, самі вироби шліфуються і добре щавляться. Чистота поверхні більшою мірою збільшує стійкість металу до роз’їдання. Шліфовані і протруєні поверхні до 5 разів більше корозійно стійкі, ніж чорні.

Контрольні запитання до загальної частини

1. Яка відмітна ознака колонних апаратів?
2. З яких елементів і вузлів, як правило, складаються всі посудини й апарати?
3. Які небезпечні і шкідливі виробничі фактори Ви знаєте?
4. Які вимоги пред'являють при проектуванні, виготовленні та експлуатації до посудин і апаратів?
5. Що визначає механічну надійність обладнання?
6. З чим пов'язані питання надійності?
7. Як би Ви охарактеризували рівноміцність деталей та вузлів обладнання?
8. Охарактеризуйте довговічність обладнання.
9. Що таке ремонтопридатність?
10. Що таке технологічна надійність?
11. Що характеризують витратні коефіцієнти?
12. Що передбачає конструктивна спадкоємність?
13. Що таке уніфікація?
14. Від чого залежить метод виготовлення апарата?
15. Назвіть основні етапи створення нового обладнання.
16. Які найважливіші властивості конструкційного матеріалу повинні враховуватись при його виборі?
17. Від чого залежать властивості матеріалу?
18. Назвіть види корозійного руйнування металів.
19. Як температура впливає на властивості матеріалу?
20. На скільки груп поділяють сталі групи А?
21. Назвіть основні легуючі добавки.
22. Як впливають легуючі добавки на властивості сталі?
23. Який вміст вуглецю в чавунах?
24. Чим досягається поліпшення якості сірого чавуну?
25. Назвіть кольорові метали та сплави, що використовуються в хімічному і харчовому машинобудуванні.
26. Назвіть неметалеві матеріали, що використовуються в хімічному і харчовому машинобудуванні.
27. Який інтервал робочих температур фторопласту?
28. Що таке композиційні матеріали?
29. Які поліефірні смоли використовують при виробництві склопластиків?
30. Для чого робиться обробка кромок перед зварюванням?
31. Коли бажано застосовувати електрошлакове зварювання?

ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА

Оболонки – сферичні, конічні, циліндричні – широко застосовуються в сучасній техніці, особливо в апаратах хімічної і харчової промисловості. Їх розповсюдження відвіку спонукало вчених до розв'язання питань, пов'язаних із вивченням поверхні оболонок при їх деформації.

Перші роботи в цій сфері належать до XVII сторіччя і пов'язані з такими вченими, як Ро́берт Гук (1635–1703), Едме Маріотт (1620–1684), але найбільш фундаментальні з них – це роботи, виконані в XVIII–XIX ст. П'єром-Симо́ном Лапла́сом (1749–1827), Густавом Робертом Кірхгофом (1824–1887) та ін.

З розвитком науки було доведено, що при деформації оболонок в їх стінках, крім розтяжної і стискальної напруги, виникає згинальний момент та поперечна перерізувальна сила.

Завданням розрахунку тонкостінних оболонок є визначення напруги і деформацій під дією заданого навантаження. Це завдання можна розв'язати двома методами: застосуванням безмоментної (мембранної) і моментної теорії оболонок.

У теоретичній частині даного підручника розглядається безмоментна теорія тонкостінних оболонок (БТТО), яка дає повну картину різноманітних видів навантажень, що діють на симетричні оболонки обертання. Знання теоретичної частини важливі не тільки для загального поняття дії навантажень, але і для більш глибокого свідомого підходу до конструювання апаратів та їх елементів.

2 ТЕОРІЯ ТОНКОСТІННИХ ОБОЛОНОК

2.1 Загальні положення теорії оболонок

2.1.1 Визначення наявності згинального моменту й поперечної сили

Розглянемо циліндр, навантажений внутрішнім тиском, наприклад, тиском газу (рис. 2.1).

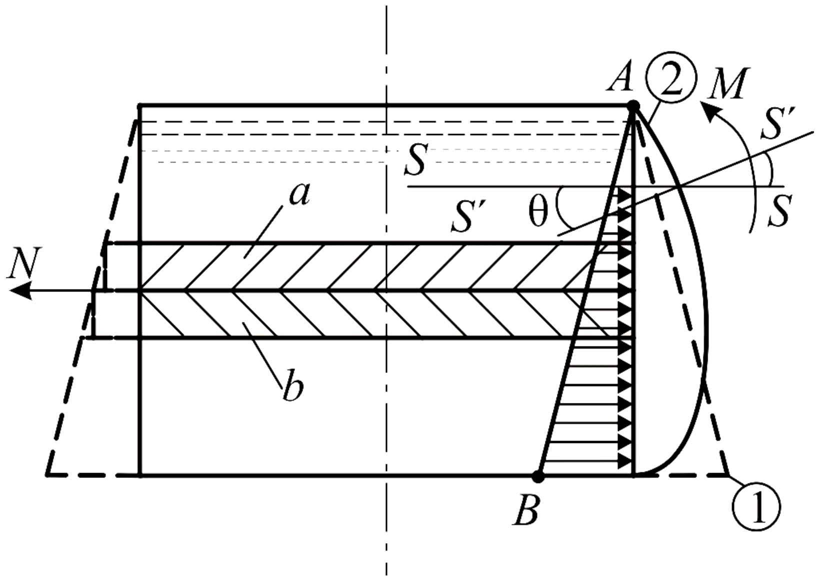


Рисунок 2.1 – Деформація циліндричної посудини, навантаженої внутрішнім газовим тиском

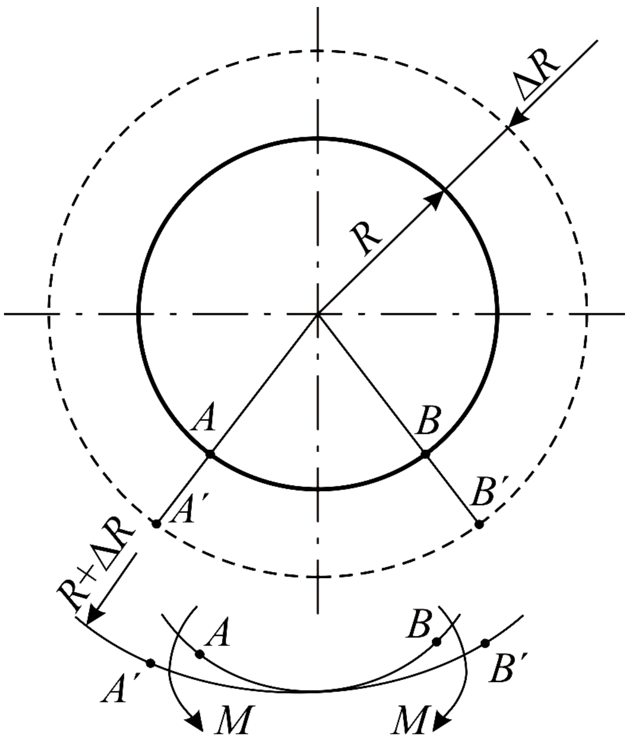


Рисунок 2.2 – Деформація циліндричної посудини, наповненої рідиною

Візьмемо посудину радіусом *R*. Під дією рівномірного внутрішнього тиску посудина збільшиться на величину ΔR. Виділимо елемент *AB*, який після деформації набуде вигляду $A'B'$. Із зіставлення відрізка *AB* до деформації та після впливу тиску бачимо, що відрізок $A'B'$ збільшив не тільки свою довжину, але і кривину, що можливо лише за наявності моментів *M*.

Далі розглянемо наповнений рідиною циліндр, закритий знизу жорстким днищем (рис. 2.2). Як відомо, тиск на стінки циліндра від рідини змінюється за похилою *AB*. Візьмемо два суміжні кільця *a* і *b*. Якщо ці кільця ізолювати від іншої частини стінок циліндра, то вони під впливом тиску деформуються, при чому кільце *b* розтягнеться більше, ніж кільце *a*. Тому циліндр набув би форми усіченого конуса (показано пунктирними лініями).

Проте унаслідок жорсткості днища, яке не допускає розширення й повороту краю циліндра, стінка циліндра стає випуклою (див. рис. 2.2). Переріз *SS* перейде в переріз $S'S'$ і обернеться на кут θ, і в стінках циліндра виникне згинальний момент *M*, який знаходиться в площині меридіана. Легко також угледіти, що дотичні перерізи кілець *a* і *b* прагнуть ковзнути одне по одному, унаслідок чого між ними виникає поперечна перерізувальна сила *N*.

2.1.2 Визначення величини згинального моменту й поперечної сили

Величину внутрішнього згинального моменту, а отже, і напругу σ можна встановити на підставі таких міркувань.

Розглянемо посудину радіусом *R*, що зазнає дії газового тиску *p*. Як відомо з курсу опору матеріалів, у стінках посудини (циліндра) виникає напруга

$$\sigma = \frac{pR}{\delta},$$

де δ – товщина стінки циліндра.

Ця напруга викличе наступну деформацію (на підставі закону Гука)

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} = \frac{pR}{E\delta},$$

де ε – відносна деформація; *E* – модуль подовжньої пружності при розрахунковій температурі.

Новий радіус циліндра після деформації становитиме

$$R + \Delta R = R + \varepsilon R = R + \frac{pR^2}{E\delta},$$

а зміна кривизни циліндра складе

$$\frac{1}{R} - \frac{1}{R + \Delta R}.$$

Як ми вже відзначали, ця зміна кривизни викликана наявністю моменту *M*, який можна визначити з рівняння

$$M = EI\left(\frac{1}{R} - \frac{1}{R + \Delta R}\right) = EI\left(\frac{R + \Delta R - R}{R^2 + \Delta RR}\right) = EI\,\frac{\Delta R}{R^2 + \Delta RR}.$$

Розглянемо знаменник даного виразу. Оскільки $R^2 >> \Delta RR$, то можна записати

$$M \cong EI\,\frac{\Delta R}{R^2}.$$

Підставимо значення ΔR в цю формулу й отримаємо

$$M = EI\,\frac{pR^2}{E\delta R^2},$$

а після скорочення отримаємо

$$M = \frac{pI}{\delta}.$$

З курсу опору матеріалів відомо, що момент інерції для прямокутника

$$I = \frac{bh^3}{12},$$

а момент опору прямокутника

$$W = \frac{bh^2}{6}.$$

Для нашого випадку, відносячи момент інерції *I* до одиниці довжини стінки, тобто до прямокутника довжиною, що дорівнює одиниці, і висотою, що дорівнює δ, отримаємо:

$$I = \frac{1\delta^3}{12};$$

$$W = \frac{1\delta^2}{6}.$$

Отже, напруга згинання σ_3 становитиме

$$\sigma_3 = \frac{M}{W} = \frac{p1\delta^3 6}{12\delta 1\delta^2} = \frac{p}{2}.$$

Звідси випливає, що напруга, яка виникає від наявності згинального моменту, не залежить від геометричних розмірів циліндра та дорівнює половині

внутрішнього тиску. Як видно, ця напруга практично не значна порівняно з напругою від розтягування або стиснення оболонки $\left(\sigma = \frac{pR}{\delta}\right)$, що виникає в стінках оболонки при деформації.

2.2 Елементарні відомості з геометрії поверхонь обертання

Оболонкою обертання називається оболонка, серединна поверхня якої утворена обертанням будь-якої плоскої кривої навколо осі. Так, сфера утворюється обертанням півкола навколо її діаметра (рис. 2.3).

Серединна поверхня – це поверхня обертання, точки якої однаково відстоять від внутрішньої і зовнішньої поверхні стінки оболонки. Крива, обертанням якої утворена серединна поверхня оболонки, називається *твірною,* або *меридіаном*.

Точка перетину осі обертання з поверхнею обертання називається *полюсом* (*P*). Площина, яка проведена через вісь обертання, називається *меридіональною площиною*, а лінія перетину цієї площини з поверхнею – *меридіаном*.

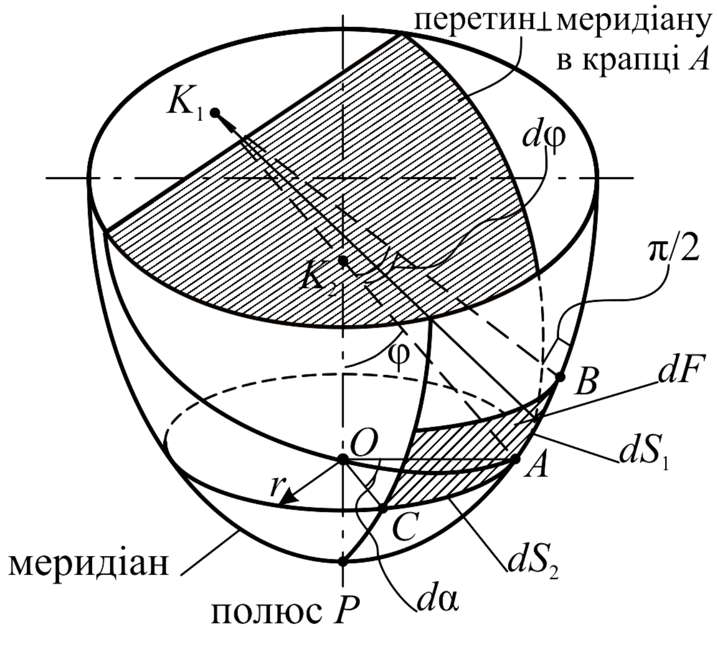


Рисунок 2.3 – Оболонка обертання

Площина, проведена перпендикулярно до осі обертання, називається площиною паралельності круга, а лінія перетину даної площини з поверхнею оболонки – *паралельним кругом*.

Радіус кривизни меридіана в будь-якій точці називається *першим головним радіусом*. У нашому випадку $R_1 = AK_1$. Радіус кривизни кривої, утворений від перетину поверхні з площиною, перпендикулярною до меридіана, називається *другим головним радіусом*. У нашому випадку $R_2 = AK_2$. Перший і другий головні радіуси лежать на одній прямій, причому другий лежить на осі обертання оболонки.

Кут, утворений віссю обертання і головним радіусом (φ), називається *широтою* в даній точці.

За допомогою двох елементарних відрізків dS_1 та dS_2 на поверхні оболонки виділимо чотиригранний елемент з площиною dF. Визначимо площу виділеного елемента, яка дорівнюватиме добутку dS_1 на dS_2:

$$dF = dS_1 dS_2 = R_1 R_2 \sin\varphi d\varphi d\alpha ,$$

де $dS_1 = R_1 \sin d\varphi \cong R_1 d\varphi$; $dS_2 = r d\alpha \cong R_2 \sin\varphi d\alpha$ з трикутника AOC; r – радіус паралельного кола, визначений з трикутника AOK_2, $r = R_2 \sin\varphi$.

3 БЕЗМОМЕНТНА ТЕОРІЯ ТОНКОСТІННИХ ОБОЛОНОК (МЕМБРАННА ТЕОРІЯ)

3.1 Допущення до безмоментної теорії тонкостінних оболонок (БТТО)

Для визначення напруг і відносних подовжень у тонкостінних посудинах в розрахунковій практиці часто користуються безмоментною теорією оболонок. Згідно з цією теорією, стінки посудини розглядаються як дуже тонкі оболонки (мембрани), що не сприймають згинальних зусиль. Посудини, що розраховуються за безмоментною теорією, повинні задовольняти таким обов'язковим умовам:

1. Товщина стінок повинна бути дуже малою в порівнянні з іншими розмірами посудини. Так, для циліндрових оболонок

$$\frac{\delta}{R_{\text{вн}}} \le 0{,}1 \div 0{,}2,$$

де δ – товщина стінок; $R_{\text{вн}}$ – внутрішній радіус посудини.

Унаслідок малої товщини стінок можна вважати, що напруга, яка розтягує (стискає) в них не змінюється по товщині, а величина цієї напруги в $R_{\text{вн}} / \delta$ разів більше напруги згину. Завдяки цьому ми можемо вплив моментів не враховувати, тобто застосувати мембранну теорію.

2. За формою посудина обов'язково повинна бути оболонкою обертання.

3. Навантаження (тиск на стінки) має бути симетричним відносно осі обертання.

Тиск на стінки може змінюватися уздовж осі обертання (наприклад, при зберіганні рідини в циліндричній посудині), але в будь-якій площині, перпендикулярній до осі, він має залишатися постійним. Наприклад, частково наповнений рідиною вертикальний циліндр можна розрахувати за мембранною теорією, але якщо він покладений горизонтально, то напруга, що вже виникає в його стінках, підпорядковується складнішим законам і визначається методами моментної теорії.

3.2 Сили і моменти, що виникають у стінках тонкостінних оболонок

Розглянемо рівновагу елемента оболонки з віссю обертання OO_1 (рис. 3.1). Для цього з тіла обертання виділимо елемент за допомогою двох осьових перетинів *abcd* і *efgh*, віддалених один від одного на кут $d\alpha$, і двох перетинів, проведених до меридіана та віддалених один від одного на кут $d\varphi$. Це перетини *bcfg* і *adeh*.

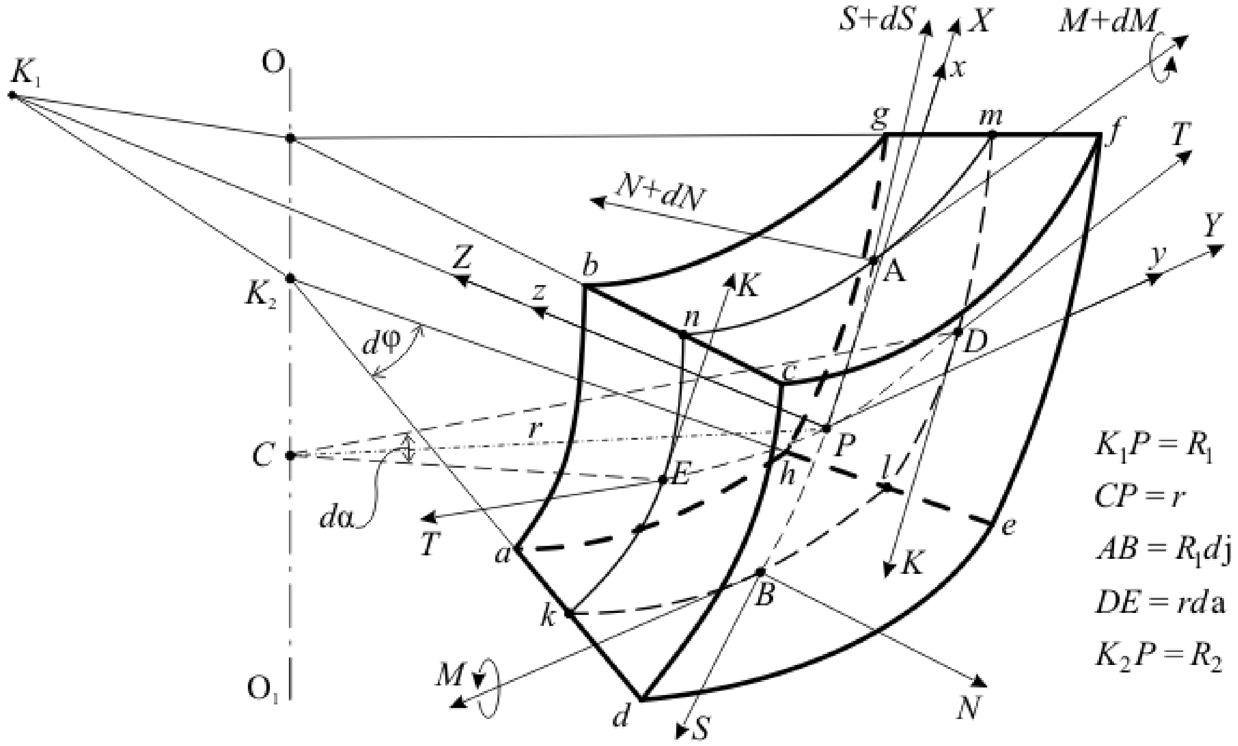


Рисунок 3.1 – Виділений елементарний елемент із оболонки обертання

У загальному випадку на кожну грань оболонки від впливу зовнішніх сил діють внутрішні подовжні сили (розтягування або стиснення), поперечні сили або згинальні моменти. Для тонкостінних оболонок, враховуючи їх незначну товщину, порівняно з радіусом оболонки, приймемо таке **допущення**: деформація елемента відбудеться симетрично і при цьому всі лінії, які були перпендикулярні до поверхні до деформації, залишаються перпендикулярними до цієї поверхні після деформації.

На виділений елемент діють наступні внутрішні сили:

- Кільцева сила *T* – діє на усю товщину елемента та на одиницю довжини меридіана. Внаслідок симетрії сили *T* рівні і прикладені в центр грані *abcd* в точці *E* і грані *efgh* в точці *D*. До цих же граней прикладемо кільцевий момент *K*, який діє на одиницю довжини меридіана *kEn* і *mDl*.

▪ Згинальний кільцевий момент *K* прагне повернути елемент навколо меридіана. Вони рівні між собою і діють на всю товщину елемента та на одиницю довжини меридіана.

▪ До граней *adeh* і *bcfg* прикладені меридіональні сили *S* і *S* + *dS*, що діють на одиницю довжини паралельного кола *kBl* і *nAm* відповідно. До цих же граней прикладені меридіональні моменти *M* і *M* + *dM*, які діють на одиницю довжини паралельного кола *kl* і *nm* та прагнуть повернути елемент навколо дотичної до паралельного кола. До цих же граней *adeh* і *bcfg* прикладені поперечні перерізувальні сили *N* і *N* + *dN*, що діють на одиницю довжини паралельного кола *kBl* і *nAm* і на всю товщину стінки. Ці сили, що лежать в площині перерізів, нормальних до меридіана, можуть діяти на нижній і верхній гранях елемента і будуть направлені уздовж радіусів кривизни оболонок.

Умовимося вважати силу позитивною, якщо вона розтягує оболонку, а момент позитивним, якщо він прагне зігнути оболонку назовні, тобто прагне збільшити радіус кривизни оболонки.

Розглянемо систему прямокутних координат так, щоб вісь *z* була направлена уздовж першого головного радіуса, вісь *x* – по дотичній до меридіана убік зростаючих кутів φ, вісь *y* – убік по дотичній до паралельного кола в точці *P*, убік зростаючого кута α.

Умовимося також вважати силу *N* позитивною, якщо вона направлена до осі обертання оболонки позитивних *z* і діє на елемент, зовнішня нормаль якого направлена убік позитивних *x*.

Оскільки ми прийняли, що зовнішні сили, що діють на оболонку, розподілені по її поверхні безперервно і симетрично щодо осі оболонки, то унаслідок симетрії всі зовнішні навантаження лежать в площині *xz*. Позначимо через *X* і *Z* складові зовнішніх сил на одиницю поверхні у напрямку осей *x* і *z* відповідно.

3.3 Визначення величини сил і моментів, що діють на грані елемента

3.3.1 Значення сил і моментів

На грані *abcd* і *efgh* діють:

▪ кільцева сила

$$[T] \to TdS_1 = TR_1 d\varphi ,$$

де dS_1 – одиниця довжини меридіана з рис. 3.1, $dS_1 = kEn$;

▪ кільцевий момент

$$[K] \to KdS_1 = KR_1 d\varphi .$$

На грань *adeh* діють:

▪ меридіональна сила

$$[S] \to Srd\alpha = SR_2 \sin\varphi d\alpha ,$$

де $rd\alpha$ – одиниця довжини паралельного кола;

▪ поперечна перерізувальна сила

$$[N] \to Nrd\alpha = NR_2 \sin\varphi d\alpha;$$

▪ меридіональний момент

$$[M] \to Mrd\alpha = MR_2 \sin\varphi d\alpha .$$

На грань *bcfg* діють:

▪ меридіональна сила

$$[S + dS] \to SR_2 \sin\varphi d\alpha + d(SR_2 \sin\varphi d\alpha) =$$

$$= SR_2 \sin\varphi d\alpha + \frac{d(SR_2 \sin\varphi)d\alpha}{d\varphi} d\varphi = SR_2 \sin\varphi d\alpha + \left(SR_2 \sin\varphi\right)' d\varphi d\alpha;$$

▪ поперечна перерізувальна сила

$$[N + dN] \to NR_2 \sin\varphi d\alpha + \left(NR_2 \sin\varphi\right)' d\varphi d\alpha ;$$

▪ меридіональний момент

$$[M + dM] \to MR_2 \sin\varphi d\alpha + \left(MR_2 \sin\varphi\right)' d\varphi d\alpha .$$

На площину *klmn* серединної поверхні діє зовнішня сила уздовж осі x

$$XdF = Xrd\alpha R_1 d\varphi = XR_1 R_2 \sin\varphi d\alpha d\varphi$$

і зовнішня сила уздовж осі z

$$ZdF = Zrd\alpha R_1 d\varphi = ZR_1 R_2 \sin\varphi d\alpha d\varphi .$$

Тепер напишемо умови рівноваги виділеного елемента. Для цього необхідно, щоб суми проекцій зовнішніх і внутрішніх сил на відповідні осі x, y та z дорівнювали нулю.

3.3.2 Сума проекцій усіх сил на вісь x

У напрямку осі x діють такі внутрішні сили:

1) [S];
2) [$S + dS$];
3) [N];
4) [$N + dN$].

Спроектуємо ці сили на вісь x (рис. 3.2).

Для цього зробимо переріз у площині xz з серединною поверхнею (рис. 3.2) і покажемо, як направлені сили [S] і [$S + dS$]. Проекція сили [$S + dS$] на вісь x має позитивний напрямок, а проекція сили [S] – негативний та рівні:

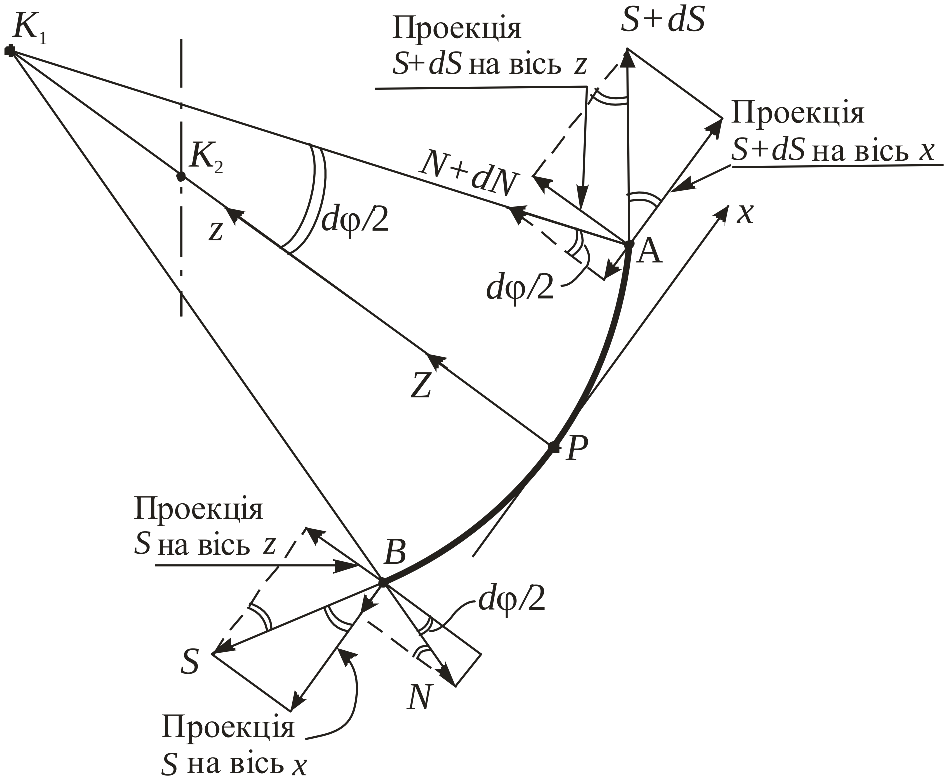


Рисунок 3.2 – Переріз елемента в площині xz

$$\left[S + dS\right]\cos\frac{d\varphi}{2} - \left[S\right]\cos\frac{d\varphi}{2} =$$

$$= SR_2 \sin\varphi d\alpha \cos\frac{d\varphi}{2} + (SR_2 \sin\varphi)' d\varphi d\alpha \cos\frac{d\varphi}{2} - SR_2 \sin\varphi d\alpha \cos\frac{d\varphi}{2} =$$

$$= (SR_2 \sin\varphi)' d\varphi d\alpha \cos\frac{d\varphi}{2}.$$

Без особливої похибки можна прийняти $\cos\frac{d\varphi}{2} \cong 1$, а так само і $\sin\frac{d\varphi}{2} \cong \frac{d\varphi}{2}$ в силу малості кута $d\varphi$.

Тоді сума проекцій від сил S і $S + dS$ на вісь x дорівнюватиме

$$(SR_2 \sin\varphi)' d\varphi d\alpha .$$

Проекцію на вісь x сил N і $N + dN$ знаходимо з того ж рис. 3.2:

$$-[N]\sin\frac{d\varphi}{2}-(N+dN)\sin\frac{d\varphi}{2}=$$

$$=-NR_2\sin\varphi d\alpha\sin\frac{d\varphi}{2}-NR_2\sin\varphi d\alpha\sin\frac{d\varphi}{2}-(NR_2\sin\varphi)'d\varphi d\alpha\sin\frac{d\varphi}{2}.$$

Якщо нехтувати силами порядку, що трохи вищий від другого, і вважати, що $\sin\frac{d\varphi}{2}\cong\frac{d\varphi}{2}$, то отримаємо

$$-2NR_2\sin\varphi d\alpha\frac{d\varphi}{2}=-NR_2\sin\varphi d\alpha d\varphi.$$

Спроектуємо на вісь x кільцеву силу T (рис. 3.3, 3.4).

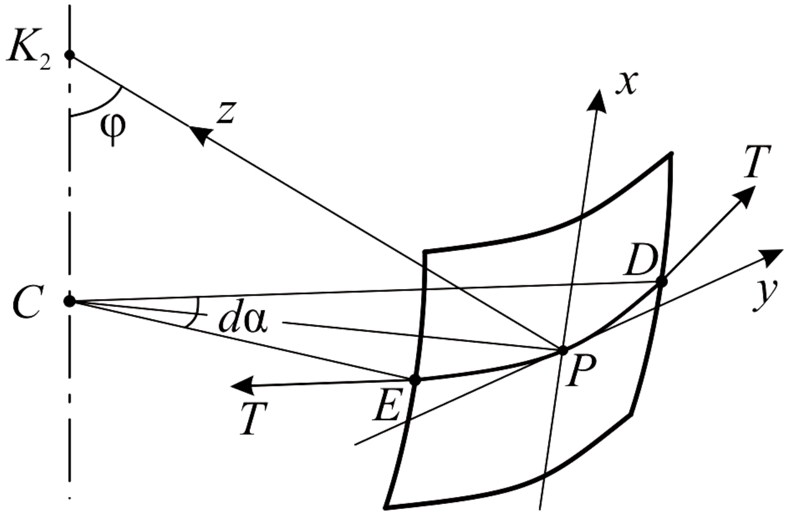


Рисунок 3.3 – Серединна поверхня елемента

Виділимо з елемента оболонки серединну поверхню та прикладемо до неї силу T.

Для отримання проекцій на вісь x знайдемо проекцію цих сил на радіус паралельного кола CP, а потім цю проекцію на вісь x. Сила T, як ми знайшли, дорівнює $TR_1d\varphi$, а проекція її на радіус паралельного кола визначається як

$$2TR_1d\varphi\sin\frac{d\alpha}{2}=2TR_1d\varphi\frac{d\alpha}{2}=TR_1d\varphi d\alpha.$$

Для отримання проекцій цієї сили на вісь x зробимо рисунок перерізу площини xz (рис. 3.5) і перенесемо отриману проекцію сили на CP – радіус паралельного кола в точці P, а проекція її на вісь x дорівнює $-TR_1d\varphi d\alpha\cos\varphi$.

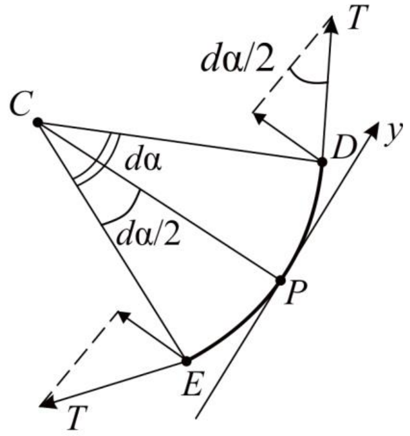


Рисунок 3.4 – Переріз серединної поверхні елемента в площині *CDE*

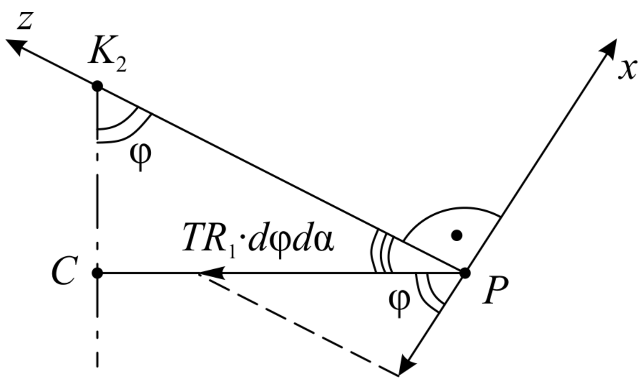


Рисунок 3.5 – Переріз серединної поверхні елемента у площині *xz*

Для рівноваги елемента, як ми вже відзначали, сума проекцій зовнішніх і внутрішніх сил повинна дорівнювати нулю. Запишемо ці сили:

$$(SR_2 \sin\varphi)' d\varphi d\alpha - NR_2 \sin\varphi d\alpha d\varphi -$$

$$-TR_1 d\varphi d\alpha \cos\varphi + XR_1 R_2 \sin\varphi d\alpha d\varphi = 0,$$

або $(SR_2 \sin\varphi)' - NR_2 \sin\varphi - TR_1 d\varphi d\alpha \cos\varphi + XR_1 R_2 \sin\varphi = 0$.

3.3.3 Сума проекцій усіх сил на вісь z

Рівнодіюча сили *N* на вісь *z* з рис. 3.5 дорівнює

$$-NR_2 \sin\varphi d\alpha \cos\frac{d\varphi}{2} + [NR_2 \sin\varphi d\alpha + (NR_2 \sin\varphi)' d\varphi d\alpha] \cos\frac{d\varphi}{2}.$$

Приймаючи, що $\cos\frac{d\varphi}{2} = 1$, маємо

$$(NR_2 \sin\varphi)' d\varphi d\alpha.$$

Проекція на вісь *z* сил *S* і *S* + *dS* з того ж рис. 3.5 визначається як

$$\left[S\right]\sin\frac{d\varphi}{2}+\left[S+dS\right]\sin\frac{d\varphi}{2}=SR_2\sin\varphi d\alpha\sin\frac{d\varphi}{2}+$$
$$+SR_2\sin\varphi d\alpha\sin\frac{d\varphi}{2}+\left(SR_2\sin\varphi\right)' d\varphi d\alpha\sin\frac{d\varphi}{2}.$$

Враховуючи, що $\sin\frac{d\varphi}{2}=\frac{d\varphi}{2}$, отримаємо

$$2SR_2\sin\varphi d\alpha\frac{d\varphi}{2}+(SR_2\sin\varphi)'d\varphi d\alpha\frac{d\varphi}{2}=SR_2\sin\varphi d\varphi d\alpha\,.$$

Проекція на вісь z кільцевих сил T

Спроектуємо силу [T], яка дорівнює $TR_1 d\varphi$, спочатку на радіус паралельного кола CP (рис. 3.6)

$$2TR_1 d\varphi\sin\frac{d\alpha}{2}=TR_1 d\varphi d\alpha\,.$$

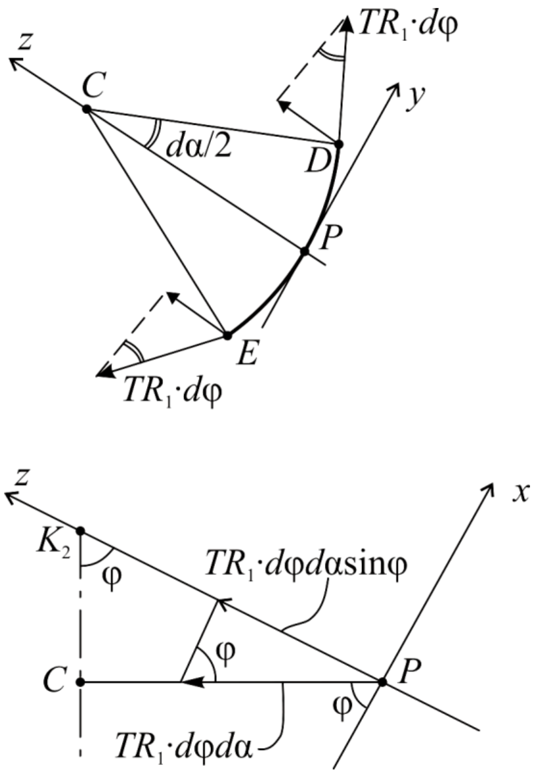


Рисунок 3.6 – Переріз елемента в площині *yz* та *xz*

Спроектуємо цю проекцію на вісь z. Як видно з того ж рис. 3.6, вона дорівнюватиме

$$TR_1 d\varphi d\alpha\sin\varphi\,.$$

Проекція зовнішніх сил на вісь *z*.

Як уже було показано раніше, дія сили *Z* на площу *dF* елемента серединної поверхні *knml* становитиме

$$ZdF = ZR_1R_2 \sin\varphi d\varphi d\alpha .$$

Сума проекцій всіх сил на вісь *z* складе

$$\left(NR_2 \sin\varphi\right)' d\varphi d\alpha + SR_2 \sin\varphi d\varphi d\alpha +$$
$$+TR_1 d\varphi d\alpha \sin\varphi + ZR_1R_2 \sin\varphi d\varphi d\alpha = 0.$$

Скорочуємо цю рівність на $d\varphi d\alpha$ та отримуємо суму проекцій всіх сил і моментів на вісь *z*

$$\left(NR_2 \sin\varphi\right)' + SR_2 \sin\varphi + TR_1 \sin\varphi + ZR_1R_2 \sin\varphi = 0 .$$

3.3.4 Рівняння рівноваги моментів щодо осі y

Від поперечно перерізувальних сил *N*, які прикладені в точках *A* і *B* (див. рис. 3.1), на елемент діє момент, що дорівнює добутку сили на плече. При визначенні цього моменту значенням приросту сили *N* можна нехтувати як малою величиною вищого порядку, тобто

$$-NR_2 \sin\varphi d\alpha R_1 d\varphi ,$$

де $R_1 d\varphi$ – плече пари сил; *N* – момент, узятий із знаком (–) мінус, оскільки він прагне зменшити кривизну серединної поверхні.

Рівнодіюча меридіонального моменту *M* навколо осі *y* (рис. 3.7) дорівнює

$$-MR_2 \sin\varphi d\alpha + \left[MR_2 \sin\varphi d\alpha + \left(MR_2 \sin\varphi\right)'\right] d\varphi d\alpha .$$

Отримуємо

$$\left(MR_2 \sin\varphi\right)' d\varphi d\alpha .$$

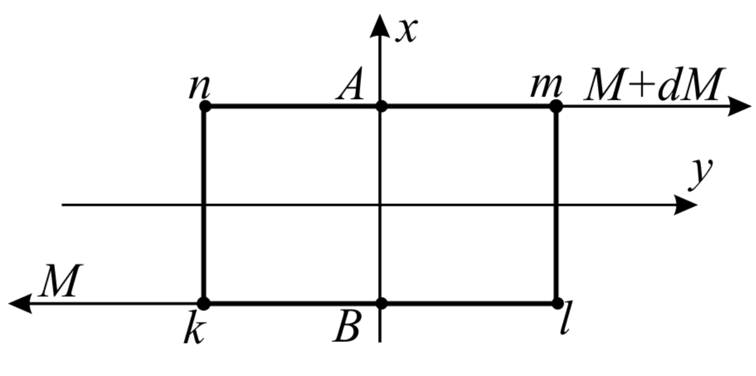


Рисунок 3.7 – Дія моменту *M* на серединну поверхню елемента в напрямку осі *y*

Спроектуємо на вісь y рівнодіючу кільцевого моменту K, яку отримали, проектуючи K спочатку на радіуси паралельних кіл, а потім проектуючи останні проекції на вісь y (рис. 3.8). Виділимо серединну поверхню елемента та прикладемо кільцевий момент K.

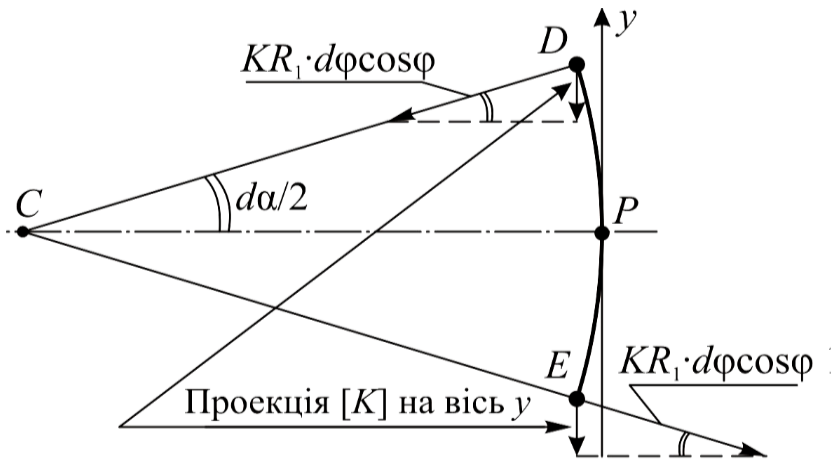


Рисунок 3.8 – Проектування моменту K на вісь y

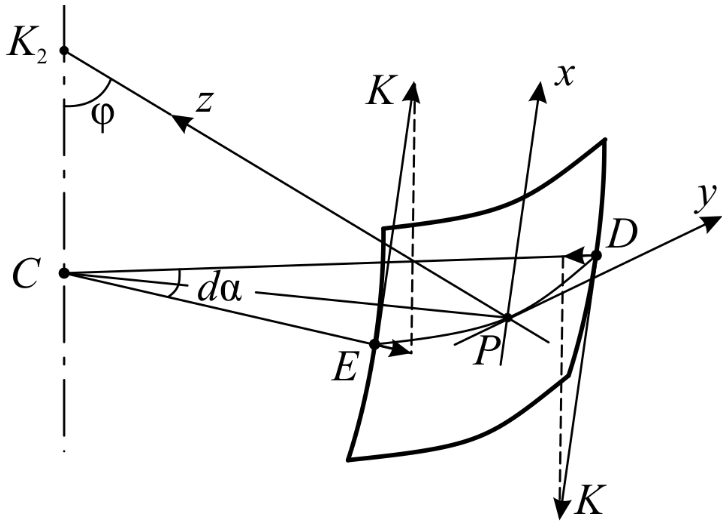


Рисунок 3.9 – Серединна поверхня елемента та переріз у площині паралельного кола CDE

Значення проекції моменту на радіус паралельного кола становитиме

$$[K]\cos\varphi = KR_1 d\varphi\cos\varphi.$$

Спроектуємо проекцію моменту K на вісь y (рис. 3.9):

$$-2KR_1 d\varphi\cos\varphi\sin\frac{d\alpha}{2} = -2KR_1 d\varphi\cos\varphi\frac{d\alpha}{2} = KR_1 d\varphi\cos\varphi d\alpha\,,$$

або

$$-KR_1\cos\varphi d\varphi d\alpha\,.$$

Рівняння рівноваги моментів навколо осі y буде виглядати так

$$-NR_2\sin\varphi d\alpha R_1 d\varphi + \left(MR_2\sin\varphi\right)' d\varphi d\alpha - KR_1\cos\varphi d\varphi d\alpha = 0.$$

Скорочуємо рівняння рівноваги моментів навколо осі y на $d\varphi d\alpha$ та отримуємо

$$\left(MR_2\sin\varphi\right)' - KR_1\cos\varphi - NR_1R_2\sin\varphi = 0.$$

Остаточну систему рівнянь рівноваги моментів запишемо у такому вигляді:

$$\begin{cases} (SR_2\sin\varphi)' - NR_2\sin\varphi - TR_1 d\varphi d\alpha\cos\varphi + XR_1R_2\sin\varphi = 0, & \sum x = 0; \quad (3.1) \\ \left(NR_2\sin\varphi\right)' + SR_2\sin\varphi + TR_1\sin\varphi + ZR_1R_2\sin\varphi = 0, & \sum z = 0; \quad (3.2) \\ \left(MR_2\sin\varphi\right)' - KR_1\cos\varphi - NR_1R_2\sin\varphi = 0, & \sum y = 0. \quad (3.3) \end{cases}$$

3.3.5 Виведення рівняння рівноваги елемента і зони

Отримана система рівнянь складається з 3-х рівнянь із п’ятьма невідомими: *S, T, N, K, M*, яка, очевидно, допускає нескінченне число розв’язків. Для отримання певного розв’язку необхідно скласти ще рівняння, які можна отримати, враховуючи пружні деформації оболонки. Проте, як показує досвід та підтверджує практика, моментами тонкостінних оболонок можна нехтувати через їх невеликі значення. Тоді з рівняння (3.3) виходить, що і сила, яка перерізує N, також дорівнює 0, тобто при $M = K = 0$ отримаємо $N = 0$. Унаслідок цього рівняння (3.1) і (3.2) набудуть такого вигляду:

$$\begin{cases} (SR_2\sin\varphi)' - TR_1\cos\varphi + XR_1R_2\sin\varphi = 0; & (3.4) \\ SR_2\sin\varphi + TR_1\sin\varphi + ZR_1R_2\sin\varphi = 0. & (3.5) \end{cases}$$

Рівняння (3.4) та (3.5) – це основні рівняння безмоментної теорії.

Рівняння (3.5) скоротимо на sinφ та розділимо кожен член цього рівняння на R_1R_2, тоді отримаємо $\frac{S}{R_1} + \frac{T}{R_2} = -Z$ – рівняння рівноваги елемента або рівняння Лапласа.

Тепер рівняння (3.5) скоротимо на sinφ, помножимо на cosφ та складемо з рівнянням (3.4):

$$+\begin{cases} SR_2\cos\varphi + TR_1\cos\varphi + ZR_1R_2\cos\varphi = 0; \\ (SR_2\sin\varphi)' - TR_1\cos\varphi + XR_1R_2\sin\varphi = 0; \end{cases}$$

$$SR_2\cos\varphi + TR_1\cos\varphi + ZR_1R_2\cos\varphi + (SR_2\sin\varphi)' - TR_1\cos\varphi + XR_1R_2\sin\varphi = 0;$$

$$(SR_2\sin\varphi)' + SR_2\cos\varphi + R_1R_2(X\sin\varphi + Z\cos\varphi) = 0.$$

Помноживши останнє рівняння на sinφ, отримаємо

$$(SR_2\sin\varphi)'\sin\varphi + SR_2\cos\varphi\sin\varphi + (X\sin\varphi + Z\cos\varphi)R_1R_2\sin\varphi = 0,$$

де $(SR_2\sin\varphi)'\sin\varphi = SR_2\cos\varphi\sin\varphi$ і, крім того,

$$2SR_2\cos\varphi\sin\varphi = \left(SR_2\sin^2\varphi\right)'.$$

Тоді

$$\left(SR_2\sin^2\varphi\right)' + R_1R_2\sin\varphi(X\sin\varphi + Z\cos\varphi) = 0.$$

Візьмемо від цього виразу невизначений інтеграл і отримаємо рівняння

$$SR_2\sin^2\varphi + \int R_1R_2(X\sin\varphi + Z\cos\varphi)\sin\varphi d\varphi = C,$$

де C – стала інтегрування, така, що враховує навантаження вільного краю оболонки.

Це рівняння є рівнянням рівноваги зони оболонки обертання.

Ми отримали основні рівняння безмоментної теорії оболонок. Вони дозволяють визначити значення меридіональних сил *S* і кільцевих сил *T*, а потім визначити напругу в елементі.

3.3.6 Визначення сумарної напруги в елементі тонкостінних оболонок

Візьмемо елемент із оболонки, на який діють кільцеві сили *T*, меридіональні сили *S*, перерізувальні сили *N*, поперечний і меридіональний момент *M*, кільцевий момент *K* (рис. 3.10).

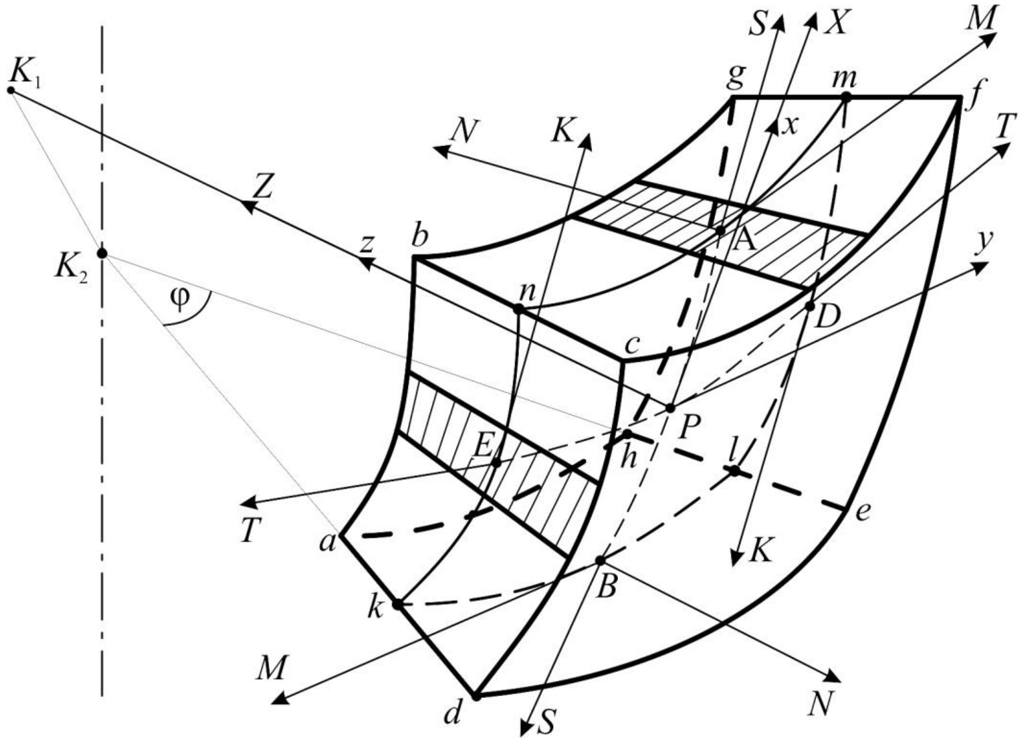


Рисунок 3.10 – Виділений елемент із оболонки обертання

Напруги, викликані цими силами, визначаються таким чином.

Так, меридіональна сила S діє на прямокутник, який лежить у площині $bcfg$, з висотою, що дорівнює 1, і товщиною δ, тому

$$\sigma_S = \frac{S}{1\delta} = \frac{S}{\delta}.$$

Аналогічно кільцева сила T викликає кільцеву напругу

$$\sigma_T = \frac{T}{1\delta} = \frac{T}{\delta}.$$

Ця напруга направлена по дотичній до паралельного кола в даній точці (по кільцю).

Момент M, що діє на прямокутник, як і сила S, викликає напругу згину

$$\sigma_M = \frac{M}{W},$$

де W – момент опору, який для прямокутника визначається як

$$W = \frac{bh^2}{6} = \frac{1\delta^2}{6} = \frac{\delta^2}{6}.$$

Тоді напруга згину становить $\sigma_M = \pm\frac{6M}{\delta^2}$ та спрямована як σ_S.

Знак плюс стосується внутрішньої, а знак мінус – зовнішньої поверхні оболонки.

Аналогічно кільцевий момент K викликає кільцеву напругу $\sigma_K = \pm \frac{6K}{\delta^2}$, спрямовану як σ_T.

Отже, повна меридіональна і кільцева напруги становитимуть:

$$\left.\begin{aligned} \sigma_1 &= \frac{S}{\delta} \pm \frac{6M}{\delta^2} \\ \sigma_2 &= \frac{T}{\delta} \pm \frac{6K}{\delta^2} \end{aligned}\right\}.$$

Крім того, на елемент діє дотична напруга, яка при допущенні, що сила N розподіляється по перерізу рівномірно, визначається як

$$\tau = \frac{N}{\delta}.$$

3.3.7 Визначення постійних інтегрування C

У рівнянні рівноваги зони оболонки обертання невідома величина C – постійна, яка враховує навантаження вільного краю. Визначимо її.

Візьмемо оболонку обертання, до якої прикладене осьове навантаження Q, рівномірно розподілюване по краю (рис. 3.11).

Розглянемо умови рівноваги зони оболонки між паралельними колами, що характеризуються кутами φ_1 і φ_2.

Виділимо цю зону окремо і на ній виділимо елементарний поясок завтовшки $R_1 d\varphi$. Визначимо площу цього пояска:

$dF = 2\pi r R_1 d\varphi$, але оскільки $r = R_2 \sin\varphi$, то $dF = 2\pi R_1 R_2 \sin\varphi d\varphi$.

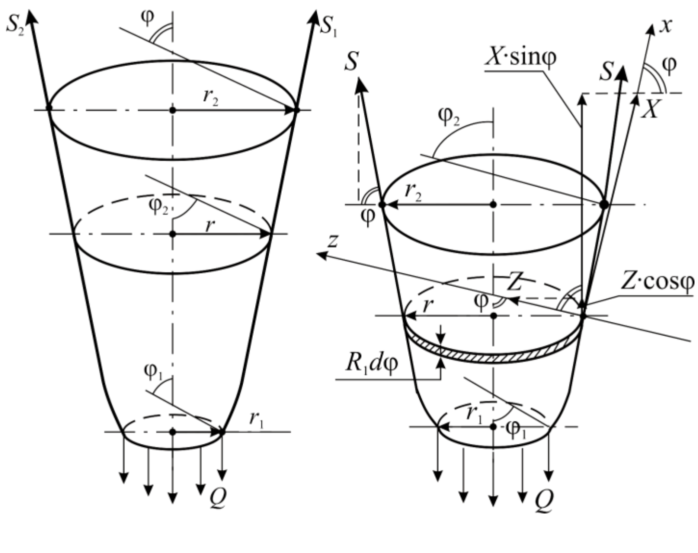


Рисунок 3.11 – Оболонка обертання, до якої прикладене осьове навантаження Q

На елементарне кільце площею dF діє зовнішня сила уздовж осей z і x. Знайдемо значення проекцій цих сил на вісь оболонки:

$$X \sin\varphi dF;$$

$$Z \cos\varphi dF.$$

Проекція на вісь оболонки зовнішніх сил, що діють на всю зону, визначається як

$$\int (X \sin\varphi + Z \cos\varphi) dF = 2\pi \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (X \sin\varphi + Z \cos\varphi) R_1 R_2 \sin\varphi d\varphi,$$

де φ – кут на вільному краю.

Це рівняння виражає проекцію зовнішніх сил, що діють на оболонку обертання від φ_1 до φ_2.

Крім того, уздовж тієї ж осі оболонки діють складові (проекції) крайових сил S і Q:

$$2\pi r S \sin\varphi - Q = 2\pi R_2 \sin^2\varphi S - Q.$$

Для рівноваги оболонки необхідно, щоб сума проекцій усіх сил дорівнювала нулю:

$$2\pi \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (X \sin\varphi + Z \cos\varphi) R_1 R_2 \sin\varphi d\varphi + 2\pi R_2 S \sin^2\varphi - Q = 0.$$

Розділимо всі члени цього рівняння на 2π і перенесемо Q в його праву частину:

$$R_2 S \sin^2\varphi + \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (X \sin\varphi + Z \cos\varphi) R_1 R_2 \sin\varphi d\varphi = \frac{Q}{2\pi},$$

тобто стала C дорівнює крайовому навантаженню, що діє на вільний край оболонки обертання $C = \frac{Q}{2\pi}$.

Отримане рівняння і є рівнянням рівноваги оболонки. Це рівняння дозволяє порахувати в оболонках меридіональні і кільцеві сили. З рівняння рівноваги зони визначається сила S, а потім з рівняння рівноваги елемента – кільцева сила T.

3.3.8 Деформація елемента оболонки обертання

Уведемо такі позначення:

Δ – приріст радіуса паралельного кола;

ε_1 – меридіональне питоме подовження елемента серединної поверхні оболонки;

ε_2 – кільцеве питоме подовження елемента;

θ – поворот меридіана (кут повороту елемента при деформації);

U – переміщення елемента уздовж осі *x*;

W – переміщення елемента уздовж осі *z*;

S – зсув елемента уздовж осі обертання.

Візьмемо меридіональний елемент серединної поверхні оболонки P_1P_2. Під дією зовнішніх сил елемент переміститься після деформації в положення $P_1^0P_2^0$. При цьому елемент переміститься уздовж осі *x*, тобто уздовж меридіана з положення P_1 на *U*, і уздовж осі *z* на *W* та обернеться на кут θ.

Для спрощення роздільно розглянемо переміщення елемента уздовж осі *x* і уздовж осі *z*. Зробимо рисунок цих переміщень (рис. 3.12).

Визначимо значення кутів, на які повертаються елементи при переміщенні уздовж осей *x* і *z*. При переміщенні уздовж осі *x* елемент обернеться на кут θ_U, який, нехтуючи малими вищих порядків, буде визначений як

$$\theta_U = \frac{U}{R_1}.$$

При переміщенні елемента уздовж осі *z*, він обернеться на кут

$$\theta_W = \frac{dW}{R_1 d\varphi} = \frac{W'}{R_1},$$

де $\frac{dW}{d\varphi} = W'$ – похідна.

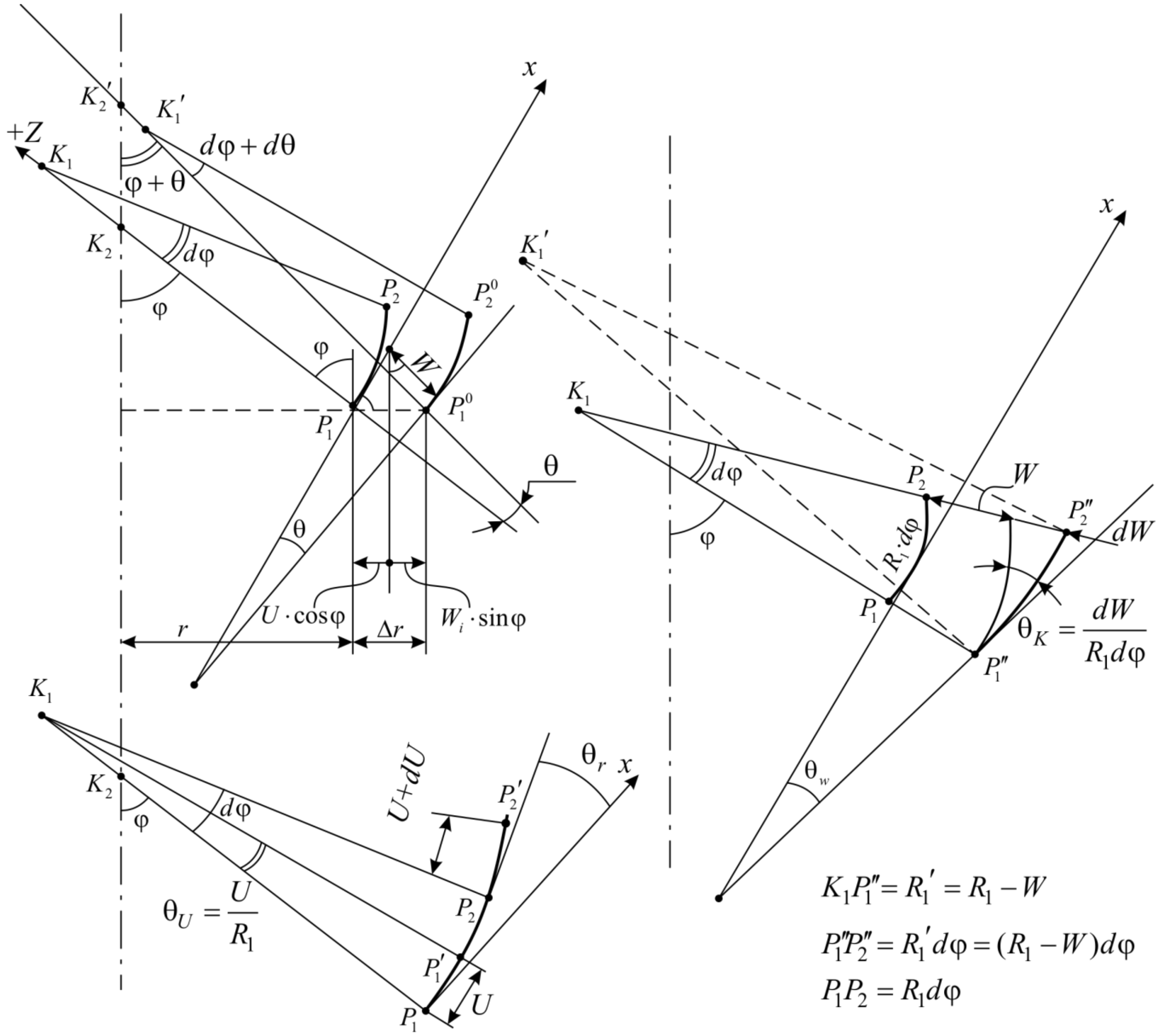


Рисунок 3.12 – Переміщення елемента уздовж осі *x* і уздовж осі *z*

Сумарний поворот елемента відбудеться на кут

$$\theta = \frac{U}{R_1} + \frac{W'}{R_1} = \frac{U + W'}{R_1}.$$

Необхідно визначитися зі знаком повороту кута θ:

▪ позитивному значенню θ, при положенні полюса оболонки внизу і при розгляді точок праворуч від осі, відповідає обертання проти годинникової стрілки;

▪ для симетричної точки оболонки обертання елемента ліворуч від осі обертання це значення буде зворотним.

Якщо при переміщенні уздовж осі *z* значення *W* збільшується за абсолютною величиною, але має негативний знак (по *z*) та елемент обертається за годинниковою стрілкою, то значення кута θ вважається негативним.

ВИЗНАЧИМО ЗНАЧЕННЯ $\varepsilon_1,\ \varepsilon_2,\ U,\ W,\ \theta_U,\ S$.

Нам відомо, що при деформації оболонки абсолютний приріст визначається за такими формулами:

$$\Delta l = \frac{pl}{EF} \text{ – абсолютна деформація;}$$

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} = \frac{\sigma}{E} \text{ – відносна деформація.}$$

Визначимо величину меридіонального подовження ε_1.

Спочатку визначимо величину першого головного радіуса після деформації:

$$R_1' = R_1 - W,$$

тобто це – $K_1 P_1''$.

Його довжина дорівнюватиме $(R_1 - W)d\varphi$.

Отже, абсолютна деформація меридіана уздовж осі z становитиме

$$(R_1 - W)d\varphi - R_1 d\varphi = -Wd\varphi.$$

Деформація меридіана при переміщенні уздовж осі x дорівнює dU, а отже, абсолютна деформація дорівнюватиме $dU - Wd\varphi$.

Відносна деформація меридіана ε_1 розраховується за формулою

$$\varepsilon_1 = \frac{dU - Wd\varphi}{R_1 d\varphi} = \frac{U' - W}{R_1},$$

де U' – похідна U по φ, або $\varepsilon_1 R_1 = U' - W$.

Знайдемо значення приросту радіуса паралельного кола (див. рис. 3.12) з двох трикутників

$$\Delta = U\cos\varphi + (-W\sin\varphi) = U\cos\varphi - W\sin\varphi.$$

Довжина паралельного кола до деформації дорівнює $2\pi r$, після деформації $2\pi(r+\Delta)$, тоді

$$\varepsilon_2 = \frac{2\pi\left(r+\Delta\right) - 2\pi r}{2\pi r} = \frac{\Delta}{r} = \frac{\Delta}{R_2 \sin\varphi}.$$

Підставимо в цей вираз значення Δ і отримаємо

$$\varepsilon_2 = \frac{U\text{ctg}\varphi - W}{R_2},$$

або

$$\varepsilon_2 R_2 = U\text{ctg}\varphi - W.$$

Отримаємо два рівняння:

$$\begin{cases} \varepsilon_1 R_1 = U' - W, & (3.6) \\ \varepsilon_2 R_2 = U\text{ctg}\varphi - W. & (3.7) \end{cases}$$

Віднімемо рівняння (3.7) з рівняння (3.6) та отримаємо

$$\varepsilon_1 R_1 - \varepsilon_2 R_2 = U' - U\text{ctg}\varphi.$$

Розділимо цей вираз на $\sin\varphi$ і перенесемо ліву частину до правої сторони, а праву – до лівої:

$$\frac{U'}{\sin\varphi} - \frac{U\text{ctg}\varphi}{\sin\varphi} = \frac{\varepsilon_1 R_1 - \varepsilon_2 R_2}{\sin\varphi}.$$

Вираз у лівій частині є похідною $\left(\dfrac{U}{\sin\varphi}\right)'$, тоді

$$\left(\frac{U}{\sin\varphi}\right)' = \frac{\varepsilon_1 R_1 - \varepsilon_2 R_2}{\sin\varphi} \quad \text{або} \quad d\left(\frac{U}{\sin\varphi}\right) = \frac{\varepsilon_1 R_1 - \varepsilon_2 R_2}{\sin\varphi}.$$

Проінтегруємо цей вираз та отримаємо

$$\frac{U}{\sin\varphi} = \int \frac{\varepsilon_1 R_1 - \varepsilon_2 R_2}{\sin\varphi} d\varphi + C.$$

Звідси

$$U = C\sin\varphi + \sin\varphi \int \frac{\varepsilon_1 R_1 - \varepsilon_2 R_2}{\sin\varphi} d\varphi.$$

З цього рівняння визначаємо приріст уздовж осі *x*.

Визначимо приріст уздовж осі *z*.

З рівняння (3.7) знаходимо

$$W = U\text{ctg}\varphi - \varepsilon_2 R_2.$$

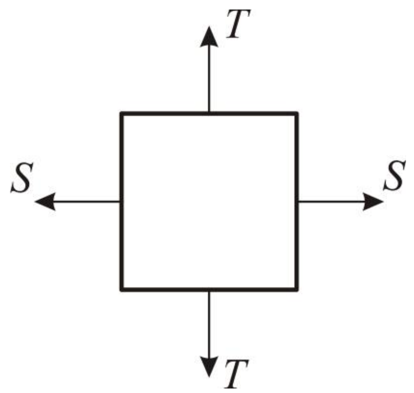


Рисунок 3.13 – Плосконапружений стан елемента

Підставимо в цей вираз значення U та отримаємо

$$W = C\cos\varphi + \cos\varphi \int \frac{\varepsilon_1 R_1 - \varepsilon_2 R_2}{\sin\varphi} d\varphi - \varepsilon_2 R_2 .$$

З цього рівняння визначаємо приріст по осі z.

Визначимо величину приросту радіуса паралельного кола.

Раніше було отримано, що $\Delta = U\cos\varphi - W\sin\varphi$. Підставимо в цей вираз значення U і W та отримаємо

$$\Delta = C\sin\varphi\cos\varphi + \sin\varphi\cos\varphi \int \frac{\varepsilon_1 R_1 - \varepsilon_2 R_2}{\sin\varphi} d\varphi - C\cos\varphi\sin\varphi -$$

$$-\cos\varphi\sin\varphi \int \frac{\varepsilon_1 R_1 - \varepsilon_2 R_2}{\sin\varphi} d\varphi + \varepsilon_2 R_2 \sin\varphi.$$

Після скорочення отримаємо

$$\Delta = \varepsilon_2 R_2 \sin\varphi .$$

Проте на практиці прийнято вважати значення Δ, якщо воно представляє збільшення радіуса паралельного кола, негативним, і тому ми писатимемо

$$\Delta = -\varepsilon_2 R_2 \sin\varphi .$$

Розглянемо елемент в плосконапруженому стані, на який діють сили T та S (рис. 3.13).

Згідно з законом Гука для плосконапруженого стану маємо

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{E}\left(\sigma_S - \mu\sigma_T\right),$$

де σ_S і σ_T – відповідно меридіональна і кільцева напруги; μ – коефіцієнт Пуассона; E – модуль подовжньої пружності.

Виходячи з рис. 3.13, отримуємо

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{\varepsilon}\left(\frac{S}{1\delta} - \mu\frac{T}{1\delta}\right), \text{ або } \varepsilon_1 = \frac{1}{E\delta}\left(S - \mu T\right).$$

Аналогічно

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{E\delta}\left(T - \mu T\right).$$

Підставляємо значення ε_2 в рівняння для визначення приросту радіуса паралельного кола й отримуємо

$$\Delta = -\frac{R_2 \sin\varphi}{E\delta}\left(T - \mu S\right).$$

3.3.9 Рівняння для визначення кута повороту елемента

Раніше був знайдений сумарний поворот елемента

$$\theta = \frac{U + W'}{R_1},$$

де $W' = \dfrac{dW}{d\varphi}$.

Знайдемо $\dfrac{dW}{d\varphi}$. Приріст по осі *z*, як було визначено раніше, становить

$$W = C\cos\varphi + \cos\varphi \int \frac{\varepsilon_1 R_1 - \varepsilon_2 R_2}{\sin\varphi} d\varphi - \varepsilon_2 R_2.$$

Продиференціюємо це рівняння:

$$\frac{dW}{d\varphi} = -C\sin\varphi - \sin\varphi \int \frac{\varepsilon_1 R_1 - \varepsilon_2 R_2}{\sin\varphi} d\varphi + \cos\varphi \frac{\varepsilon_1 R_1 - \varepsilon_2 R_2}{\sin\varphi} - \frac{d\varepsilon_2 R_2}{d\varphi}.$$

Перші два члени рівняння представляють переміщення елемента уздовж осі *x* зі знаком «–». Тоді

$$\frac{dW}{d\varphi} = -U + (\varepsilon_1 R_1 - \varepsilon_2 R_2)\text{ctg}\varphi - \frac{d\left(\varepsilon_2 R_2\right)}{d\varphi}.$$

Підставимо це рівняння в рівняння для визначення кута повороту θ і отримаємо

$$\theta = \left(\varepsilon_1 - \frac{R_1}{R_2}\varepsilon_2\right)\text{ctg}\varphi - \frac{1}{R_1}\frac{d\left(\varepsilon_2 R_2\right)}{d\varphi}.$$

Визначимо зміщення елемента уздовж осі обертання, тобто від дії сили *S*. Для цього спроектуємо переміщення уздовж осей *x* і *z* на вісь обертання (див. рис. 3.12):

$$S = U\sin\varphi - (-W\cos\varphi),$$

або

$$S = U\sin\varphi + W\cos\varphi.$$

Підставимо в цей вираз значення U і W та отримаємо

$$S = C\sin^2\varphi + \sin^2\varphi\int\frac{\varepsilon_1 R_1 - \varepsilon_2 R_2}{\sin\varphi}d\varphi +$$

$$+C\cos^2\varphi + \cos^2\varphi\int\frac{\varepsilon_1 R_1 - \varepsilon_2 R_2}{\sin\varphi}d\varphi - \varepsilon_2 R_2\cos\varphi.$$

Згрупуємо це рівняння та перетворимо:

$$\sin^2\varphi + \cos^2\varphi = 1;$$

$$S = C + \int\frac{\varepsilon_1 R_1 - \varepsilon_2 R_2}{\sin\varphi}d\varphi - \varepsilon_2 R_2\cos\varphi;$$

$S = \dfrac{U}{\sin\varphi} - \varepsilon_2 R_2\cos\varphi$ – це рівняння для визначення переміщення уздовж осі обертання.

3.3.10 Основні рівняння безмоментної теорії оболонок

1. Рівняння рівноваги зони

$$SR_2\sin^2\varphi + \int R_1 R_2\left(X\sin\varphi + Z\cos\varphi\right)\sin\varphi d\varphi = \frac{Q}{2\pi}.$$

2. Рівняння рівноваги елемента

$$\frac{S}{R_1} + \frac{T}{R_2} = -Z.$$

3. Рівняння для визначення приросту радіуса паралельного кола

$$\Delta = -\frac{R_2\sin\varphi}{E\delta}\left(T - \mu S\right).$$

4. Рівняння для визначення кута повороту

$$\theta = \left(\varepsilon_1 - \varepsilon_2\frac{R_1}{R_2}\right)\mathrm{ctg}\varphi - \frac{1}{R_1}\frac{d\left(\varepsilon_2 R_2\right)}{d\varphi}.$$

5. Рівняння для переміщення уздовж осі x

$$U = C\sin\varphi + \sin\varphi\int\frac{\varepsilon_1 R_1 - \varepsilon_2 R_2}{\sin\varphi}d\varphi.$$

6. Рівняння для переміщення уздовж осі z

$$W = C\cos\varphi + \cos\varphi\int\frac{\varepsilon_1 R_1 - \varepsilon_2 R_2}{\sin\varphi}d\varphi - \varepsilon_2 R_2.$$

7. Рівняння для визначення зсуву елемента уздовж осі обертання

$$S = C + \int \frac{\varepsilon_1 R_1 - \varepsilon_2 R_2}{\sin\varphi} d\varphi - \varepsilon_2 R_2 \cos\varphi; \; S = \frac{U}{\sin\varphi} - \varepsilon_2 R_2 \cos\varphi.$$

8. Рівняння для визначення подовження щодо меридіана

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{E\delta}\left(S - \mu T\right).$$

9. Рівняння для визначення подовження уздовж паралельного кола

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{E\delta}\left(T - \mu T\right).$$

3.4 Окремі випадки

3.4.1 Циліндричні оболонки

Перетворимо загальні рівняння безмоментної теорії оболонок стосовно циліндричної оболонки. Циліндрична оболонка – це тіло обертання, твірна якого є прямою. Отже, перший головний радіус R_1 дорівнюватиме ∞, а другий головний радіус – радіусу паралельного кола. Для циліндричної оболонки ми маємо такі співвідношення:

$R_1 = \infty$	$R_2 = r$	$\varphi = \frac{\pi}{2}$	$\sin\varphi = 1$	$\cos\varphi = 0$	$\mathrm{ctg}\varphi = 0$	$R_1 d\varphi = dx$

1. Рівняння рівноваги зони

$$SR_2 \sin^2\varphi + \int_{\varphi_1}^{\varphi} R_1 R_2 \left(X \sin\varphi + Z\cos\varphi\right)\sin\varphi d\varphi = \frac{Q}{2\pi}.$$

Підставляємо в нього параметри для циліндричної оболонки та отримуємо:

$$SR_2 \sin^2\varphi + \int_{x_1}^{x} XdxR_2 = \frac{Q}{2\pi};$$

$$S = -\int_{x_1}^{x} Xdx + \frac{Q}{2\pi}.$$

2. Рівняння рівноваги елемента

$$\frac{S}{R_1} + \frac{T}{R_2} = -Z; \;\; \frac{T}{r} = -Z; \;\; T = -Zr.$$

3. Рівняння для визначення приросту радіуса паралельного кола

$$\Delta = -\frac{R_2 \sin\varphi}{E\delta}\left(T - \mu S\right);$$

$$\Delta = -\frac{r}{E\delta}\left(T - \mu S\right).$$

4. Рівняння для переміщення уздовж осі z

$$W = C\cos\varphi + \cos\varphi\int\frac{\varepsilon_1 R_1 - \varepsilon_2 R_2}{\sin\varphi}d\varphi - \varepsilon_2 R_2 = -\varepsilon_2 R_2.$$

Підставляємо у це рівняння ε_2 і отримуємо

$$W = -\frac{r}{E\delta}\left(T - \mu S\right).$$

5. Рівняння для визначення кута повороту θ

$$\theta = \left(\varepsilon_1 - \varepsilon_2\frac{R_1}{R_2}\right)\mathrm{ctg}\varphi - \frac{1}{R_1}\frac{d\left(\varepsilon_2 R_2\right)}{d\varphi} = -\frac{rd\varepsilon_2}{dx}.$$

Підставляємо в останній вираз значення ε_2 та отримуємо

$$\theta = -\frac{r}{E\delta}\left(\frac{dT}{dx} - \mu\frac{dS}{dx}\right) = \frac{dW}{dx}.$$

6. Рівняння для переміщення уздовж осі x

$$U = C\sin\varphi + \sin\varphi\int\frac{\varepsilon_1 R_1 - \varepsilon_2 R_2}{\sin\varphi}d\varphi = C + \int\left(\varepsilon_1 R_1 - \varepsilon_2 R_2\right)d\varphi.$$

Це буде переміщення уздовж осі циліндра, тобто $U = s$.

Маємо вираз $\varepsilon_2 R_2 d\varphi \cong 0$ і, враховуючи, що $R_1 d\varphi \cong dx$, отримуємо

$$U = C + \int\varepsilon_1 dx.$$

Підставляємо в це рівняння значення ε_1 та отримуємо

$$U = C + \int\frac{1}{E\delta}(S - \mu T)dx = C + \frac{1}{E\delta}\int(S - \mu T)dx = s.$$

3.4.2 Застосування рівнянь тонкостінних оболонок до циліндрів, навантажених внутрішнім газовим тиском p

Оскільки газовий тиск p усередині циліндра діє на стінки нормально до поверхні (рис. 3.14), то зовнішні сили розкладаються таким чином:

$$X = 0;\ Z = -p.$$

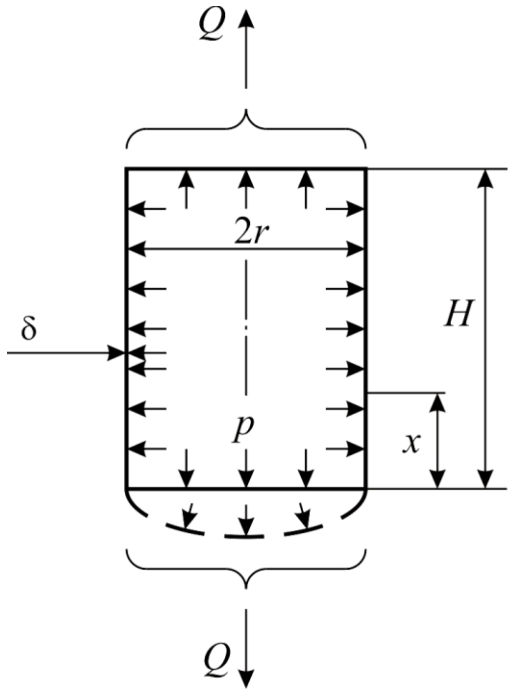


Рисунок 3.14 – Циліндр, навантажений внутрішнім газовим тиском

Оскільки в реальних конструкціях такі циліндри майже завжди закриті днищами будь-якої форми, то крайове навантаження в цьому випадку визначається добутком проекції днища циліндра на площину, перпендикулярну до осі обертання, на внутрішній тиск, тобто $Q = p\pi r^2$.

Для визначення меридіональної сили підставляємо значення зовнішніх сил $X = 0,\ Z = -p$ у рівняння рівноваги зони і отримуємо

$$S = -\int X dx + \frac{Q}{2\pi r} = \frac{Q}{2\pi r}.$$

Підставляємо в це рівняння значення Q і отримуємо

$$S = \frac{p\pi r^2}{2\pi r} = \frac{pr}{2}.$$

Тоді меридіональна напруга буде визначена як:

$$T = -Zr = pr;$$

$$\sigma_S = \frac{pr}{2\delta},$$

а кільцева – як

$$\sigma_T = \frac{pr}{\delta}.$$

У циліндрі, навантаженому внутрішнім газовим тиском, **кільцева напруга в 2 рази більша від меридіональної напруги.** У зв'язку з цим руйнування циліндра відбудеться по меридіану, тобто по твірній циліндра.

Унаслідок того, що деформація циліндра відбувається симетрично, кут повороту елемента при деформації θ = 0.

Рівняння для визначення приросту радіуса паралельного кола набуде наступний вигляд:

$$\Delta = -\frac{r}{E\delta}\left(T - \mu S\right) = -\frac{r}{E\delta}\left(pr - \mu\frac{pr}{2}\right);$$

$$\Delta = -\frac{2-\mu}{2E\delta}pr^2.$$

Тепер визначимо зміщення елемента уздовж осі обертання:

$$S = C + \frac{1}{E\delta}\int\left(S - \mu T\right)dx = C + \frac{1}{E\delta}\int\left(\frac{pr}{2} - \mu pr\right)dx =$$

$$= C + \frac{1}{E\delta}\left(\frac{pr}{2} - \mu pr\right)\int dx = C + \frac{1-2\mu}{2E\delta}prx;$$

$$S = \frac{\left(1-2\mu\right)pr}{2E\delta}x + C.$$

3.4.3 Циліндр, що заповнений рідиною і який опирається днищем на основу

Дія рідини на стінки циліндра розподіляється згідно із законом *AB* (рис. 3.15) і дорівнюватиме

$$P = \vartheta_{\text{р}}(H - x),$$

де $\vartheta_{\text{р}}$ – питома вага рідини.

Оскільки циліндр не замкнутий та дія рідини нормальна до поверхні циліндра, то маємо такі умови:

$$Q = 0; \quad X = 0; \quad Z = -P = -\vartheta_{\text{р}}(H - x),$$

де *x* – поточна координата.

Виходячи з цих умов, видно, що меридіональна сила *S* дорівнюватиме нулю, тобто

$$S = -\int Xdx + \frac{Q}{2\pi r}.$$

Кільцева сила *T* визначається як $T = -Zr = r\vartheta_{\text{р}}(H - X)$.

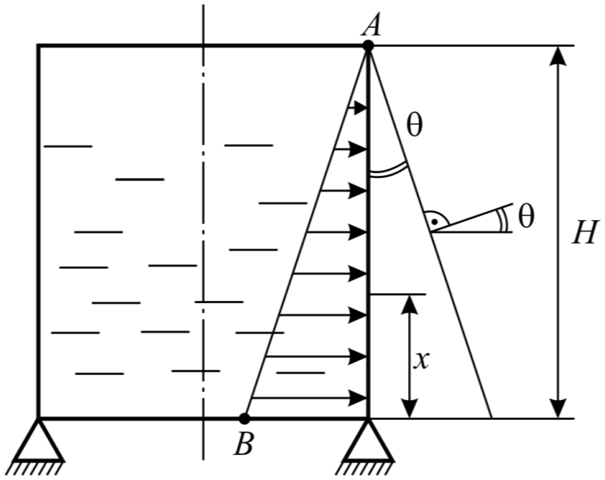


Рисунок 3.15 – Циліндр, що заповнений рідиною і який опирається днищем на основу

Кут повороту елемента – як:

$$\theta = -\frac{r}{E\delta}\left(\frac{dT}{dx} - \mu\frac{dS}{dx}\right) = -\frac{r}{E\delta}\frac{dT}{dx} = \frac{r\vartheta_{\text{р}} r}{E\delta} = \frac{r^2\vartheta_{\text{р}}}{E\delta};$$

$$\theta = \frac{r^2\vartheta_{\text{р}}}{E\delta}.$$

Знак «+» перед виразом кута повороту показує, що при деформації стінка циліндра повертається проти годинникової стрілки. Кут повороту по всій висоті циліндра буде однаковий; отже, циліндр, навантажений рідиною, після деформації приймає форму усіченого конуса під кутом $\theta = \text{const}$ до осі посудини.

Таким чином, наявність днища (будь-яких розмірів і форм) на сили і деформації в циліндрі не впливає.

3.4.4 Циліндр, заповнений рідиною і закріплений у довільному нормальному перерізі

Даний циліндр розбивається на дві частини (рис. 3.16). Частина циліндра, що вища від перерізу *AB*, розглядається як циліндр, поставлений на свою основу і розраховується за формулами, розглянутими вище.

На частину циліндра, що нижча за переріз *AB*, діє крайова сила *Q*, яка визначається таким чином: вага рідини в циліндрі висотою *H* плюс вага рідини в днищі, об’єм якого *V*

$$Q = \vartheta_{\text{р}}(\pi r^2 H + V).$$

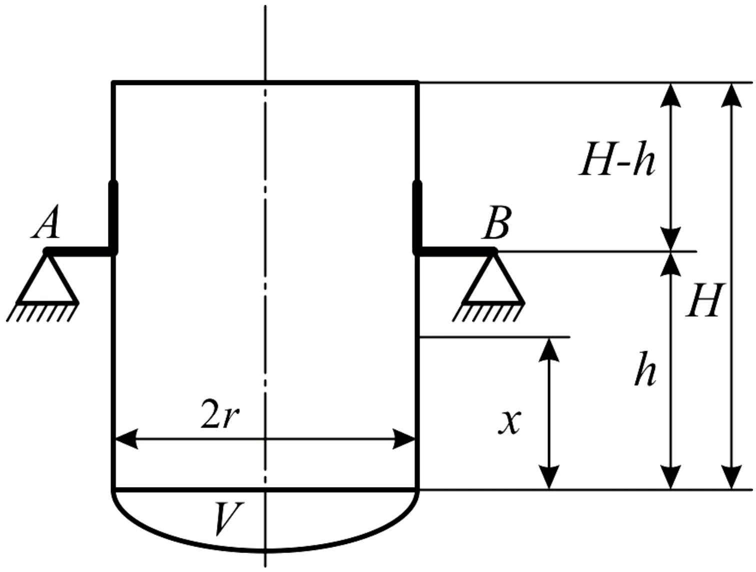


Рисунок 3.16 – Циліндр заповнений рідиною

У даному випадку, як і в попередньому, $X = 0$, а отже, меридіональна сила розраховується як:

$$S = -\int X dx + \frac{Q}{2\pi r} = \frac{\vartheta_\text{р}(\pi r^2 H + V)}{2\pi r} = \frac{\vartheta_\text{р}}{2}\left(rH + \frac{V}{\pi r}\right);$$

$$S = \frac{\vartheta_\text{р}}{2}\left(rH + \frac{V}{\pi r}\right).$$

Кільцева сила $T = -Zr$, а для циліндра $Z = -P = -\vartheta_\text{р}(H - x)$, тоді $T = r\vartheta_\text{р}(H - x)$.

Приріст радіуса паралельного кола Δ становить

$$\Delta = -\frac{r}{E\delta}\left(T - \mu S\right) = -\frac{r}{E\delta}\left[r\vartheta_\text{р}(H - x) - \mu\frac{\vartheta_\text{р}}{2}\left(rH + \frac{V}{\pi r}\right)\right].$$

Винесемо $r\vartheta_\text{р}$ за квадратні дужки та отримаємо

$$\Delta = -\frac{r^2\vartheta_\text{р}}{E\delta}\left[\left(H - x\right) - \frac{\mu}{2}\left(H - \frac{V}{\pi r^2}\right)\right].$$

Кут повороту елемента стінки при деформації, як і у попередньому випадку, становить

$$\theta = \frac{r^2\vartheta_\text{р}}{E\delta}.$$

3.4.5 Циліндр під дією відцентрових сил від власної ваги

Циліндр обертається навколо своєї осі з кутовою швидкістю ω (рис. 3.17).

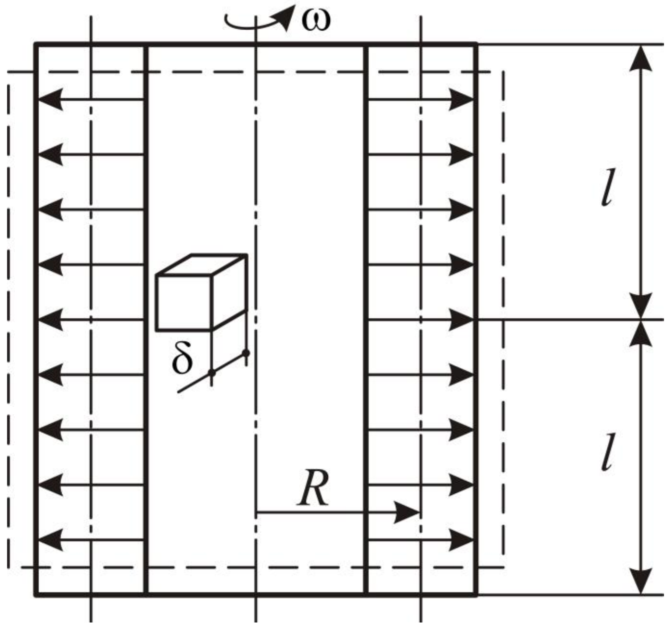


Рисунок 3.17 – Циліндр під дією відцентрових сил

Виділимо із стінки циліндра об'єм $V = 1 \cdot 1\delta$. Вага цього об'єму становить

$$m = \frac{1\delta\vartheta}{g}.$$

При обертанні циліндра на його стінки буде діяти відцентрова сила $C = \frac{mV^2}{R}$. Оскільки $V = \omega R$, то $C = \frac{m\omega^2 R^2}{R} = m\omega^2 R$.

Підставляємо у цей вираз значення *m* і отримуємо

$$C = \frac{\delta\vartheta}{g}\omega^2 R.$$

Для даного циліндра $X = 0;\ Z = -C = -\frac{\delta\vartheta}{g}\omega^2 R$.

Знайдемо значення кільцевої сили *T*, яка для циліндра становить

$$T = -ZR = \frac{\delta\vartheta}{g}\omega^2 R^2,\ T = \frac{\delta\vartheta}{g}\omega^2 R^2.$$

Кільцева напруга визначається як

$$\sigma_T = \frac{T}{\delta} = \frac{\vartheta\omega^2 R^2}{g}.$$

Приріст радіуса паралельного кола становитиме

$$\Delta = -\frac{r}{E\delta}\left(T - \mu S\right),$$

де r – радіус серединної поверхні циліндра, $r = R$.

Тоді для даного циліндра:

$$\Delta = -\frac{r}{E\delta}T = -\frac{r}{E\delta}\frac{\vartheta\omega^2 R^2}{g};$$

$$\Delta = \frac{\vartheta}{Eg}\omega^2 R^3.$$

Кут повороту меридіана при деформації $\theta = 0$.

Величина переміщення уздовж осі обертання дорівнюватиме

$$S = C + \frac{1}{E\delta}\int\left(S - \mu T\right)dx.$$

Винесемо за знак інтеграла сталі величини $\left(S + \mu T\right)$ і одночасно підставимо в отриманий вираз значення T і S:

$$S = C - \mu\frac{\vartheta\delta}{g}\omega^2 R^2 \cdot \frac{1}{E\delta}\int dx;$$

$$S = C - \mu\frac{\vartheta}{Eg}\omega^2 R^2 x.$$

Значення сталої C визначається за початковими умовами.

Нехай циліндр має довжину $2l$. Тоді, розмістивши всередині початок координат, отримаємо, що $X = 0$, а $C = 0$, оскільки C характеризує приріст всієї оболонки уздовж осі обертання, а на початку координат зміщення дорівнює нулю.

Зміщення одного краю циліндра становитиме при $x = l$

$$S_{x=l} = -\mu\frac{\vartheta}{Eg}\omega^2 R^2 l.$$

Зміщення обох країв циліндра визначається як

$$2S_{x=l} = -\mu\frac{2\vartheta\omega^2 R^2}{Eg}l.$$

Знак мінус перед S показує, що довжина циліндра під впливом поперечного стиснення зменшується, як показано на рис. 3.17 штриховими лініями.

3.4.6 Циліндр, закритий по краях і навантажений відцентровою силою від рідини, що обертається

Розглянемо циліндр (рис. 3.18) із висотою *H*, що обертається навколо своєї осі, наповнений на висоту *h* рідиною з питомою вагою $\vartheta_р$.

При обертанні закритого циліндра з кутовою швидкістю ω рідина почне розподілятися в циліндрі за параболічним законом і, нарешті, займе положення

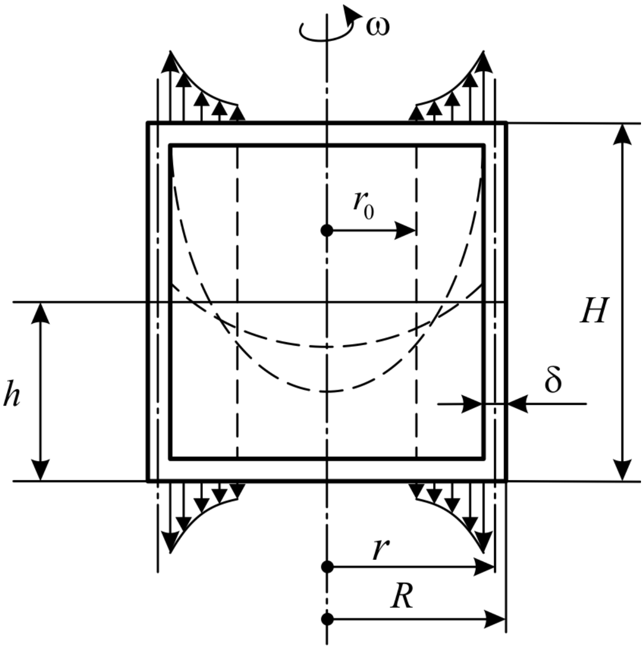


Рисунок 3.18 – Циліндр, навантажений відцентровою силою від рідини, що обертається

гвинтової параболи, близької до прямої, тобто практично утвориться циліндр із радіусами: внутрішнім r_0 і зовнішнім *R*. Тоді $r = R - \frac{\delta}{2}$ – серединний радіус циліндра.

Обертаючись, рідина тисне на стінки циліндра силою

$$P = K\frac{\vartheta_р \omega^2 r^2}{2g},$$

де $K = \frac{h}{H}$ – коефіцієнт заповнення циліндра рідиною.

Але оскільки циліндр закритий, то рідина, що обертається, тисне не тільки на стінки, але і на кришки циліндра, тому тиск змінюється за законом параболи і має вигляд

$$P_K = \frac{\vartheta_р \omega^2}{2g}\left(\rho^2 - r_0^2\right)^2,$$

де ρ – поточна координата в шарі рідини; r_0 – внутрішній радіус рідини, рівний

$$r_0 = r\sqrt{1-K};\ r_0^2 = r^2(1-K);\ r_0^2 = r^2 - Kr^2;\ r^2 - r_0^2 = Kr^2.$$

Повний тиск рідини на кришку циліндра $Q_{КР}$, коли поточна координата ρ дорівнює *r*, розраховуємо за формулою

$$Q_{КР} = \frac{\pi \vartheta_р \omega^2}{4g} K^2 r^4.$$

Визначаємо величину меридіональної сили *S*, враховуючи, що для даного випадку *X*=0; $Z = -C$:

$$S = \frac{Q}{2\pi r} = \frac{\pi \vartheta_р \omega^2}{4g} K^2 r^4 \frac{1}{2\pi r};\ \ S = \frac{\vartheta_р \omega^2 K^2 r^3}{8g}.$$

Якщо $T = -Zr$, а $Z = -p$, тоді

$$Z = -K\frac{\vartheta_р \omega^2}{2g} r^2.$$

Отже,

$$T = K\frac{\vartheta_р \omega^2}{2g} r^3.$$

Визначимо радіус паралельного кола:

$$\Delta = -\frac{r}{E\delta}\left(T - \mu S\right).$$

Підставляємо у цей вираз значення T і S та отримуємо

$$\Delta = -\frac{r}{E\delta}\left(K\frac{\vartheta_р \omega^2}{2g} r^3 - \mu K^2 \frac{\vartheta_р \omega^2}{8g} r^3\right).$$

Перетворюючи цей вираз, отримуємо

$$\Delta = -\frac{K r^4 \vartheta_р \omega^2}{8gE\delta}\left(4 - \mu K\right).$$

Унаслідок того, що деформація циліндра відбувається симетрично, кут повороту $\theta = 0$.

3.4.7 Сферичні оболонки

Для сферичних оболонок маємо таку умову: $R_1 = R_2 = R$. Перетворимо основні рівняння безмоментної теорії оболонок, коли $Q = 0$.

1. Виходячи з рівняння рівноваги зони, визначимо величину меридіональної сили S:

$$SR_2 \sin^2 \varphi + \int R_1 R_2 \left(X \sin\varphi + Z \cos\varphi \right) \sin\varphi d\varphi = \frac{Q}{2\pi}.$$

Підставимо в це рівняння прийняті умови і розділимо його на $R_2 \sin^2\varphi$:

$$S = -\frac{1}{R_2 \sin^2 \varphi} \int_{\varphi_1}^{\varphi} R^2 \left(X \sin\varphi + Z \cos\varphi \right) \sin\varphi d\varphi;$$

$$S = -\frac{R}{R_2 \sin^2 \varphi} \int_{\varphi_1}^{\varphi} \left(X \sin\varphi + Z \cos\varphi \right) \sin\varphi d\varphi.$$

2. Виходячи з рівняння рівноваги елемента, визначимо кільцеву силу T:

$$\frac{S}{R_1} + \frac{T}{R_2} = -Z; \quad \frac{S}{R} + \frac{T}{R} = \frac{S+T}{R} = -Z; \quad T = -ZR - S.$$

3. Визначимо приріст радіуса паралельного кола:

$$\Delta = -\frac{R_2 \sin\varphi}{E\delta}\left(T - \mu S \right); \quad \Delta = -\frac{R \sin\varphi}{E\delta}\left(T - \mu S \right).$$

4. Отримаємо рівняння для визначення кута повороту елемента θ:

$$\theta = \left(\varepsilon_1 - \varepsilon_2 \frac{R_1}{R_2} \right) \mathrm{ctg}\varphi - \frac{1}{R_1} \frac{d\left(\varepsilon_2 R_2 \right)}{d\varphi}.$$

У це рівняння підставимо умови і значення ε_1 і ε_2 та отримаємо

$$\theta = \left[\frac{1}{E\delta}\left(S - \mu T \right) - \frac{1}{E\delta}\left(T - \mu S \right) \right] \mathrm{ctg}\varphi - \frac{1}{E\delta}\left(\frac{dT}{d\varphi} - \mu \frac{dS}{d\varphi} \right) =$$

$$= \frac{1}{E\delta}\left[\left(S - T \right) + \left(\mu S - \mu T \right) \right] \mathrm{ctg}\varphi - \frac{1}{E\delta}\left(\frac{dT}{d\varphi} - \frac{dS}{d\varphi}\mu \right) =$$

$$= \frac{1}{E\delta}\left(S - T \right)\left(1 + \mu \right) \mathrm{ctg}\varphi - \frac{1}{E\delta}\left(\frac{dT}{d\varphi} - \mu \frac{dS}{d\varphi} \right);$$

$$\theta = \frac{1+\mu}{E\delta}\left(S - T \right) \mathrm{ctg}\varphi - \frac{1}{E\delta}\left(\frac{dT}{d\varphi} - \mu \frac{dS}{d\varphi} \right).$$

5. Одержимо рівняння для визначення переміщення уздовж осі x:

$$U = C\sin\varphi + \sin\varphi\int\frac{\varepsilon_1 R_1 - \varepsilon_2 R_2}{\sin\varphi}d\varphi.$$

Підставимо у це рівняння значення $R_1 = R_2 = R$, ε_1 і ε_2 та отримаємо

$$U = C\sin\varphi + R\sin\varphi\int\frac{\frac{1}{E\delta}(S - \mu T) - \frac{1}{E\delta}(T - \mu S)}{\sin\varphi}d\varphi =$$

$$= C\sin\varphi + R\sin\varphi\frac{1}{E\delta}\int\frac{(S - T) + \mu(S - T)}{\sin\varphi}d\varphi =$$

$$= C\sin\varphi + R\sin\varphi\frac{1}{E\delta}\int\frac{(S - T)(1 + \mu)}{\sin\varphi}d\varphi,$$

тоді

$$U = C\sin\varphi + R\sin\varphi\frac{1 + \mu}{E\delta}\int\frac{S - T}{\sin\varphi}d\varphi.$$

6. Визначимо переміщення уздовж осі z:

$$W = C\cos\varphi + \cos\varphi\int\frac{\varepsilon_1 R_1 - \varepsilon_2 R_2}{\sin\varphi}d\varphi - \varepsilon_2 R_2.$$

Підставимо у це рівняння значення $R_1 = R_2 = R$, ε_1 і ε_2 та виконаємо ті самі операції із знаками інтеграла, що і при знаходженні U, після чого отримаємо

$$W = C\cos\varphi + \cos\varphi R\frac{1 + \mu}{E\delta}\int\frac{S - T}{\sin\varphi}d\varphi - \frac{R}{E\delta}(T - \mu S).$$

Винесемо cosφ, а потім помножимо і розділимо на sinφ, отримаємо

$$W = U\text{ctg}\varphi - \frac{R}{E\delta}(T - \mu S).$$

7. Одержимо рівняння для визначення зсуву елемента уздовж осі обертання S:

$$S = C + \int\frac{\varepsilon_1 R_1 - \varepsilon_2 R_2}{\sin\varphi}d\varphi - \varepsilon_2 R_2\cos\varphi.$$

Підставимо у це рівняння значення $R_1 = R_2 = R$, ε_1 і ε_2 та виконаємо ті самі операції із знаками інтеграла, що і раніше, після чого отримаємо

$$S = C + \frac{R(1 + \mu)}{E\delta}\int\frac{S - T}{\sin\varphi}d\varphi - \frac{R\cos\varphi}{E\delta}(T - \mu S).$$

Помножимо і розділимо перші два члени на sinφ, тоді отримаємо

$$S = \frac{U}{\sin\varphi} - \frac{R\cos\varphi}{E\delta}\left(1 - \mu T\right).$$

3.4.8 Сферичний елемент, навантажений внутрішнім газовим тиском p

Розглянемо сферичну оболонку (рис. 3.19).

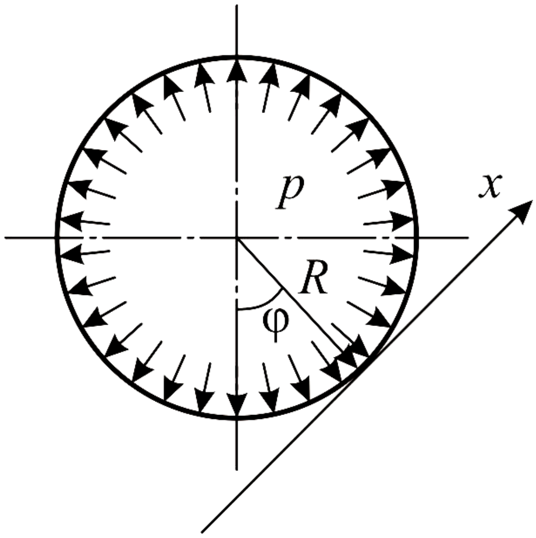


Рисунок 3.19 – Сферичний елемент, навантажений внутрішнім газовим тиском *p*

Оскільки тиск нормальний до поверхні сфери, то $X = 0$, а $Z = -p$.

Тоді основні рівняння безмоментної теорії оболонок, отримані для сфери, в нашому випадку набудуть вигляду:

$$S = -\frac{R}{\sin^2\varphi}\int_{\varphi_i}^{\varphi} z\cos\varphi\sin\varphi d\varphi = \frac{pR}{\sin^2\varphi}\int_{\varphi_i}^{\varphi}\cos\varphi\sin\varphi d\varphi = \frac{pR}{\sin^2\varphi}\frac{\sin^2\varphi}{2}\Bigg|_{\varphi_i}^{\varphi} =$$

$$= \left(\frac{\sin^2\varphi}{2} - \frac{\sin^2\varphi_i}{2}\right)\frac{pR}{\sin^2\varphi} = \frac{pR}{2}\left(1 - \frac{\sin^2\varphi_i}{\sin^2\varphi}\right);$$

$$S = \frac{pR}{2}\left(1 - \frac{\sin^2\varphi_i}{\sin^2\varphi}\right).$$

Визначимо величину кільцевої сили *T*:

$$T = -ZR - S = pR - \frac{pR}{2}\left(1 - \frac{\sin^2\varphi_i}{\sin^2\varphi}\right) = pR - \frac{pR}{2} + \frac{pR}{2}\frac{\sin^2\varphi_i}{\sin^2\varphi} =$$

$$= \frac{pR}{2} + \frac{pR}{2}\cdot\frac{\sin^2\varphi_i}{\sin^2\varphi} = \frac{pR}{2}\left(1 + \frac{\sin^2\varphi_i}{\sin^2\varphi}\right);$$

$$T=\frac{pR}{2}\left(1+\frac{\sin^2\varphi_i}{\sin^2\varphi}\right).$$

Визначимо значення приросту паралельного кола:

$$\Delta=-\frac{R\sin\varphi}{E\delta}\left(T-\mu S\right)=-\frac{R\sin\varphi}{E\delta}\left[\frac{pR}{2}\left(1+\frac{\sin^2\varphi_i}{\sin^2\varphi}\right)-\frac{\mu pR}{2}\left(1-\frac{\sin^2\varphi_i}{\sin^2\varphi}\right)\right]=$$

$$=-\frac{R\sin\varphi}{E\delta}\left[\frac{pR}{2}+\frac{pR}{2}\frac{\sin^2\varphi_i}{\sin^2\varphi}-\frac{\mu pR}{2}+\frac{\mu pR}{2}\frac{\sin^2\varphi_i}{\sin^2\varphi}\right]=$$

$$=-\frac{R\sin\varphi}{E\delta}\left[\frac{pR}{2}\left(1-\mu\right)+\frac{pR}{2}\frac{\sin^2\varphi_i}{\sin^2\varphi}\left(1+\mu\right)\right]=$$

$$=-\frac{pR^2\sin\varphi}{2E\delta}\left[\left(1-\mu\right)+\frac{\sin^2\varphi_i}{\sin^2\varphi}\left(1+\mu\right)\right].$$

Якщо сферичний сегмент замкнути у вершині, то $\varphi = \varphi_i = 0$, і тоді:

$$S=\frac{pR}{2};\ T=\frac{pR}{2};\ \Delta=-\frac{1-\mu}{2E\delta}pR^2\sin\varphi.$$

Як бачимо, кільцева і меридіональна сили для сферичної оболонки рівні між собою.

3.4.9 Конічні оболонки

Розглянемо конічну оболонку (рис. 3.20).

Для конічних оболонок маємо:

$$R_1=\infty;\ R_2=x\text{tg}\alpha;\ \varphi=\frac{\pi}{2}-\alpha;\ \sin\varphi=\cos\varphi;\ \text{ctg}\varphi=\text{tg}\alpha;\ R_1d\varphi=dx,$$

де α – половина кута розчину конуса; x – відстань точки від вершини конуса.

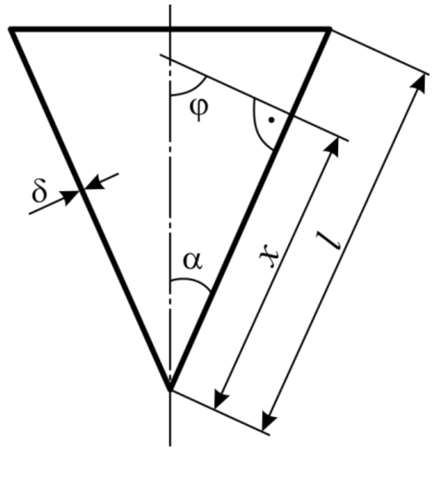


Рисунок 3.20 – Конічна оболонка

Обмежимося поки випадком, коли конічна оболонка не навантажена крайовим зусиллям на краях, тобто $Q = 0$.

Перетворимо основні рівняння безмоментної теорії оболонок стосовно конічних оболонок.

1. Виходячи з рівняння рівноваги зони, визначимо меридіональну силу:

$$SR_2\sin^2\varphi + \int R_1R_2\left(X\sin\varphi + Z\cos\varphi\right)\sin\varphi d\varphi = \frac{Q}{2\pi}.$$

Підставимо у це рівняння значення R_1, R_2, $d\varphi$, Q, перенесемо інтеграл в праву частину, а $\sin\varphi$ винесемо за дужки та отримаємо

$$Sx\text{tg}\alpha\sin^2\varphi = -\int x\text{tg}\alpha\left(X + Z\text{ctg}\varphi\right)\sin^2\varphi dx.$$

Винесемо постійні величини за знак інтеграла та визначимо меридіональну силу S:

$$S = -\frac{\text{tg}\alpha\sin^2\varphi}{x\text{tg}\alpha\sin^2\varphi}\int\left(X + Z\text{tg}\alpha\right)xdx;$$

$$S = -\frac{1}{x}\int_{x_i}^{x}(X + Z\text{tg}\alpha)xdx.$$

2. Визначимо величину кільцевої сили з рівняння рівноваги елемента:

$$\frac{S}{R_1} + \frac{T}{R_2} = -Z;\ T = -ZR_2 = -Zx\text{tg}\alpha.$$

3. Визначимо приріст радіуса паралельного кола:

$$\Delta = -\frac{R_2\sin\varphi}{E\delta}\left(T - \mu S\right) = \frac{x\text{tg}\alpha\cos\alpha}{E\delta}\left(T - \mu S\right);$$

$$\Delta = \frac{x\sin\varphi}{E\delta}\left(T - \mu S\right).$$

Визначимо кут повороту стінки оболонки при деформації:

$$\theta = \left(\varepsilon_1 - \varepsilon_2\frac{R_1}{R_2}\right)\text{ctg}\varphi - \frac{1}{R_1}\frac{d\left(\varepsilon_2R_2\right)}{d\varphi} = \varepsilon_1\text{ctg}\varphi - \frac{R_2d\varepsilon_2}{d\varphi} =$$

$$= \varepsilon_1\text{ctg}\varphi - \frac{x\text{tg}\alpha}{E\delta}\left(\frac{dT}{d\alpha} - \mu\frac{dS}{d\alpha}\right) = \frac{\text{tg}\alpha}{E\delta}\left(S - \mu T\right) - \frac{x\text{tg}\alpha}{E\delta}\left(\frac{dT}{dx} - \mu\frac{dS}{dx}\right).$$

4. Визначимо переміщення елемента уздовж осі x:

$$U = C\sin\varphi + \sin\varphi\int\frac{\varepsilon_1 R_1 - \varepsilon_2 R_2}{\sin\varphi}d\varphi = C\cos\alpha + \cos\alpha\int\frac{\varepsilon_1 - \varepsilon_2\dfrac{R_2}{R_1}}{\cos\alpha}dx =$$

$$= C\cos\alpha + \cos\alpha\int\frac{\varepsilon_1}{\cos\alpha}dx;$$

$$U = C\cos\alpha + \frac{1}{E\delta}\int\left(S - \mu T\right)dx.$$

5. Визначимо переміщення елемента уздовж осі z:

$$W = C\cos\varphi + \cos\varphi\int\frac{\varepsilon_1 R_1 - \varepsilon_2 R_2}{\sin\varphi}d\varphi - \varepsilon_2 R_2 =$$

$$= C\sin\alpha + \sin\alpha\int\frac{\varepsilon_1 - \varepsilon_2\dfrac{R_2}{R_1}}{\cos\alpha}d\varphi - \frac{x\text{tg}\alpha}{E\delta}\left(T - \mu S\right) =$$

$$= C\sin\alpha + \sin\alpha\int\frac{\varepsilon_1 d\varphi}{\cos\alpha} - \frac{x\text{tg}\alpha}{E\delta}\left(T - \mu S\right) =$$

$$= C\sin\alpha + \frac{\sin\alpha}{\cos\alpha}\cdot\frac{1}{E\delta}\int\left(S - \mu T\right)dx - \frac{x\text{tg}\alpha}{E\delta}\left(T - \mu S\right) =$$

$$= C\sin\alpha\frac{\cos\alpha}{\cos\alpha} + \frac{\text{tg}\alpha}{E\delta}\int\left(S - \mu T\right)dx - \frac{x\text{tg}\alpha}{E\delta}\left(T - \mu S\right) =$$

$$= \text{tg}\alpha\left[C\cos\alpha + \frac{1}{E\delta}\int\left(S - \mu T\right)dx\right] - \frac{x\text{tg}\alpha}{E\delta}\left(T - \mu S\right) = U\text{tg}\alpha - \frac{x\text{tg}\alpha}{E\delta}\left(T - \mu S\right).$$

6. Визначимо переміщення уздовж осі обертання:

$$S = C + \int\frac{\varepsilon_1 R_1 - \varepsilon_2 R_2}{\sin\varphi}d\varphi - \varepsilon_2 R_2\cos\varphi =$$

$$= C + \int\frac{\varepsilon_1 - \varepsilon_2\dfrac{R_2}{R_1}}{\sin\varphi}dx - \frac{x\text{tg}\alpha\sin\alpha}{E\delta}\left(T - \mu S\right) =$$

$$= C + \int\frac{\varepsilon_1}{\cos\alpha}dx - \frac{x\text{tg}\alpha\sin\alpha}{E\delta}\left(T - \mu S\right) =$$

$$= C + \frac{1}{E\delta\cos\alpha}\int\left(S - \mu T\right)dx - \frac{x\mathrm{tg}\alpha\sin\alpha}{E\delta}\left(T - \mu S\right) =$$

$$= \frac{U}{\cos\alpha} - \frac{x\mathrm{tg}\alpha\sin\alpha}{E\delta}\left(T - \mu S\right).$$

3.4.10 Конічна оболонка, навантажена внутрішнім газовим тиском р

У цьому випадку маємо $X = 0$, $Z = -p$.

Визначимо меридіональну силу S:

$$S = -\frac{1}{x}\int_{x_i}^{x}(X + Z\mathrm{tg}\alpha)xdx = -\frac{1}{x}\int_{x_i}^{x}(-p\mathrm{tg}\alpha)xdx = \frac{p\mathrm{tg}\alpha}{x}\int_{x_i}^{x}xdx =$$

$$= \frac{p\mathrm{tg}\alpha}{x}\left(\frac{x^2}{2} - \frac{x_i^2}{2}\right) = \frac{px^2\mathrm{tg}\alpha}{2x}\left(1 - \frac{x_i^2}{x^2}\right) = \frac{px\mathrm{tg}\alpha}{2}\left(1 - \frac{x_i^2}{x^2}\right).$$

Знайдемо кільцеву силу

$$T = -Zx\mathrm{tg}\alpha = px\mathrm{tg}\alpha\,.$$

Якщо конічна оболонка навантажена газовим тиском та замкнута у вершині, то $X = 0$, і тоді:

$$S = \frac{px\mathrm{tg}\alpha}{2};$$

$$T = px\mathrm{tg}\alpha.$$

4 ЗВЕДЕННЯ БТТО ДО ІНЖЕНЕРНОГО ВИГЛЯДУ

4.1 Використання теорій міцності в БТТО

У технологічному апаратобудуванні існують два принципово різних методи розрахунку надійності елементів посудин та апаратів і інших споруд:

- за граничною напругою;
- за граничними навантаженнями.

Перший метод заснований на теорії пружності, згідно з якою міцність визначається величиною граничної напруги, яка може витримати навантажений елемент апарата, не руйнуючись.

Другий метод заснований на теорії пластичності, згідно з якою міцність визначається величиною граничного навантаження, яке може витримати елемент, не отримуючи залишкових деформацій.

Теорія граничної напруги базується на припущенні, що у всіх частинах апарата матеріал знаходиться в пружному стані і ніде напруга не перевищує межу текучості. У разі складно-напруженого стану матеріалу за допомогою однієї з теорій міцності знаходиться зведена напруга, яка і порівнюється з граничною.

Технологічні посудини й апарати навантажені нерівномірно, наприклад, фланці, бобишки, штуцери, кришки та ін., а також місця з’єднання частин різної жорсткості, наприклад, обичайки і днища. Якщо в основу розрахунку на міцність за граничною напругою узяти максимальну напругу, що виникає в найбільш навантаженому місці конструкції і охоплює вельми незначний об’єм матеріалу, то це неминуче призведе до перевитрати конструкційного матеріалу. Тому, розраховуючи конструкції за граничною напругою, беруть за основу середню напругу, наприклад, мембранну напругу в тонкостінних конструкціях, не звертаючи уваги на існування місцевої напруги значної інтенсивності. Істотний недолік такого підходу до оцінки міцності полягає в тому, що дійсний запас міцності в різних частинах конструкції залишається нез’ясованим.

В особливо інтенсивно навантажених місцях конструкції, зроблених із пластичних матеріалів, можна допускати частковий перехід матеріалу в пружно-пластичний стан, оскільки повне використання міцності матеріалу можливе лише при таких навантаженнях, при яких пластичні деформації поширюються на всі небезпечні перерізи конструкції.

Розрахунок на міцність, при якому передбачається перехід частини матеріалу конструкції в пластичний стан, називається розрахунком за граничними навантаженнями. Цей метод розрахунку дозволяє об'єктивніше оцінити величину максимального навантаження, яке може витримати конструкція, не руйнуючись. Такий метод розрахунку на міцність застосовується тільки для конструкцій, виготовлених із пластичних матеріалів. Метод розрахунку на міцність за граничною напругою придатний для конструкцій, виготовлених як з пластичних, так і з крихких матеріалів.

При розрахунку за будь-яким методом слід враховувати таке:

1) Напруга, що перевищує межу текучості, викликає наклепання матеріалу, що супроводжується погіршенням його корозійної стійкості, і тому в частинах, омиваних агресивними середовищами, вони не повинні допускатися.

2) Під час роботи завжди відбуваються зміни робочої температури і тиску як унаслідок нестаціонарного режиму роботи апарата, так і через його порушення. Крім того, змінюється температура повітря, що оточує апарат, унаслідок річних змін температури (якщо апарат змонтований не в приміщенні). Зниження температури знижує пластичність матеріалу і може стати причиною появи тріщин та аварійного руйнування апарата. В рівній мірі підвищення тиску або температури може виявитися небезпечним через підвищення напруги в частинах апаратів і зниження міцності матеріалу.

3) Складні умови роботи хімічних апаратів вимушують розраховувати їх обережніше, ніж, наприклад, парові казани, і допускати меншу напругу.

4) Слід також вважати, що у вартості продукції, яка випускається підприємствами, частка амортизаційних витрат складає нікчемну величину, а вартість самого апарата набагато більшою мірою визначається вартістю праці, витраченої на його виготовлення, ніж вартістю конструкційного матеріалу. Конструктор зобов'язаний економити матеріал і не допускати його марного витрачання. Але потрібно економити розумно, бо надто полегшена конструкція при зміні умов експлуатації, які завжди трапляються на виробництві, може руйнуватися і призводити до катастрофічних наслідків.

Розрахункові формули із застосуванням даних теорій міцності засновані на висновках і рівняннях БТТО. Для того щоб звести рівняння БТТО до інженерного вигляду, необхідно:

- вибрати теорію міцності, що найкращим чином відображає поведінку матеріалу;
- встановити величину запасу міцності і допустимої напруги;
- врахувати ослаблення конструкції, викликане зварними або іншими з'єднаннями;
- врахувати стоншення стінок за рахунок негативних допусків на товщину листа і роз'їдної дії робочого середовища впродовж усього розрахункового терміну служби апарата.

4.2 Розрахунок циліндричних обичайок за нормативами ЦКТІ

Розрахунок на міцність стінок циліндричних апаратів і резервуарів проводиться за котельними нормами, розробленими Центральним котлотурбінним інститутом ім. І.І. Ползунова (ЦКТІ) і затвердженими Державною службою України з питань праці (Держпраці). Розрахункові формули цих норм засновані на висновках і рівняннях БТТО.

Конструкційні вуглецеві і леговані сталі є матеріалами еластичними, відповідно до закону Гука. З усіх теорій міцності складнонапружений стан подібних матеріалів, як до границі текучості, так і за нею, добре враховується четвертою енергетичною теорією міцності Губера – Мізіса – Генки. Математичний вираз цієї теорії міцності виражається таким чином

$$\frac{1}{2}\left[\left(\sigma_1-\sigma_2\right)^2+\left(\sigma_1-\sigma_3\right)^2+\left(\sigma_2-\sigma_3\right)^2\right]\le[\sigma]^2,$$

де $\sigma_1 \ge \sigma_2 \ge \sigma_3$, а $[\sigma]$ – допустима напруга.

Для безмоментної теорії тонкостінних оболонок

$$\sigma_T \ge \sigma_S \ge \sigma_r,$$

де σ_T, σ_S, σ_r – кільцева, меридіональна і радіальна напруги відповідно.

Для плосконапруженого стану $\sigma_r = 0$, тому що розглядається плоска задача. Тоді умова міцності набуде вигляду

$$\frac{1}{2}\left[\left(\sigma_T-\sigma_S\right)^2+\sigma_T^2+\sigma_S^2\right]\le[\sigma]^2.$$

Перетворимо цю нерівність

$$\frac{1}{2}\left(\sigma_T^2 - 2\sigma_T\sigma_S + \sigma_S^2 + \sigma_S^2 + \sigma_S^2\right) \le [\sigma]^2 .$$

Проведемо перетворення алгебри та отримаємо

$$[\sigma]^2 \le \sigma_T^2 - \sigma_T\sigma_S + \sigma_S^2 .$$

Згідно з БТТО для циліндричних оболонок маємо

$$\sigma_T = \frac{pD}{2\delta};\ \sigma_S = \frac{pD}{4\delta}.$$

Підставимо в останню нерівність значення σ_T і σ_S та отримаємо

$$[\sigma]^2 \ge \left(\frac{p^2D^2}{4\delta^2} - \frac{p^2D^2}{8\delta^2} + \frac{p^2D^2}{16\delta^2}\right) = \frac{3p^2D^2}{16\delta^2}.$$

Знаходимо товщину стінки оболонки

$$\delta = \sqrt{\frac{p^2D^2}{16[\sigma]^2}} = 0,43\frac{pD}{[\sigma]} = \frac{pD}{2,3[\sigma]}.$$

Введемо у цю формулу коефіцієнт міцності зварного шва φ і конструктивну надбавку c та отримаємо

$$\delta = \frac{pD}{2,3[\sigma]\varphi} + c ,$$

де D – серединний діаметр поверхні оболонки.

У розрахунок зручніше вводити діаметр поверхні, по якій діє тиск, тобто внутрішній діаметр, $D_{вн}$, а замість товщини стінки оболонки δ введемо позначення s. Тоді отримаємо

$$s = \frac{pD_{вн}}{2,3[\sigma]\varphi - p} + c .$$

У такому вигляді формулу наведено в нормах ЦКТІ. Цією формулою можна користуватися при розрахунках апаратів або посудин, для яких коефіцієнт товстостінності β повинний відповідати відношенню

$$\beta = \frac{D_{зов}}{D_{вн}} \le 1,5 ,$$

де $D_{зов}$ – зовнішній діаметр оболонки.

Під час проведення розрахунку необхідно встановити величини $[\sigma]$; φ; c.

4.3 Розрахунок товщини стінки апаратів за нормами НДІХіммаш

Робота посудин і апаратів хімічної, нафтохімічної та інших галузей промисловості відбувається в умовах важчих, ніж робота котельних агрегатів, як відносно навантажень, так і відносно корозійної дії робочого середовища та можливих відхилень режиму експлуатації від нормального. Тому правильно розраховувати такі апарати і посудини, користуючись не котельними, а особливими нормами, відповідно до специфіки їх роботи. Через це НДІХіммаш за участі представників ЦКТІ та інших організацій розробив методику розрахунку циліндричних обичайок, зважаючи на специфіку роботи інших галузей промисловості.

При складанні розрахункових формул за основу узята третя теорія міцності – теорія найбільшої дотичної напруги. Ця теорія задовільно описує поведінку значно більшої кількості конструкційних матеріалів, ніж енергетична.

Математично умова міцності за теорією найбільшої дотичної напруги виражається таким чином:

$$\sigma_{max} - \sigma_{min} \leq [\sigma].$$

Для плосконавантаженого стану, що приймається для матеріалу стінок посудин, тобто для тонкостінних елементів, маємо

$$\sigma_{max} = \sigma_T; \quad \sigma_{min} = \sigma_r = 0,$$

унаслідок чого $\sigma_T \leq [\sigma]$, а оскільки $\sigma_T = \frac{pD}{2s}$, то тоді можемо записати $\frac{pD}{2s} \leq [\sigma]$,

де p – тиск робочого середовища; s – товщина стінки обичайки; D – серединний діаметр поверхні обичайки.

Введемо у формулу коефіцієнт міцності зварного шва φ, конструктивну надбавку c і перейдемо від серединного діаметра до внутрішнього, тоді отримаємо

$$s = \frac{pD_{вн}}{2[\sigma]\varphi - p} + c.$$

Принциповою та важливою відмінністю цих норм від котельних є визначення допустимих навантажень (див. Практичну частину, п. 6.4).

Унаслідок того, що в знаменнику формули для визначення товщини стінки обичайки значення коефіцієнта дорівнює 2 замість 2,3 для формули, виведеної на підставі енергетичної теорії, величини всіх коефіцієнтів міцності зменшені відповідно 2/2,3.

Контрольні запитання до теоретичної частини

1. Що трапиться з циліндром, якщо його навантажити внутрішнім газовим тиском?

2. Визначте напругу, яка виникає від наявності згинального моменту.

3. Дайте визначення оболонки обертання.

4. Дайте визначення серединної поверхні.

5. Що таке перший головний радіус?

6. Що таке другий головний радіус?

7. Яким обов'язковим умовам повинні задовольняти посудини, що розраховуються за безмоментною теорією?

8. Які допущення ми приймаємо при розгляді рівноваги елемента оболонки обертання?

9. Які внутрішні сили діють на виділений елемент оболонки обертання?

10. Визначте, які сили і моменти виникають у стінках тонкостінних оболонок.

11. Спроектуйте суму проекцій усіх сил на вісь x.

12. Спроектуйте на вісь x кільцеву силу T.

13. Спроектуйте проекцію на вісь z кільцевих сил T.

14. Спроектуйте проекцію моменту K на вісь y.

15. Напишіть основні рівняння безмоментної теорії.

16. Напишіть рівняння рівноваги зони оболонки обертання.

17. Чому дорівнюватиме повна меридіональна і кільцева напруги, які діють на елемент тонкостінних оболонок?

18. Напишіть рівняння, яке виражає проекцію зовнішніх сил, що діють на оболонку обертання від φ_1 до φ_2.

19. Визначте величину меридіонального подовження ε_1.

20. Напишіть основні рівняння безмоментної теорії оболонок.

21. У циліндрі, навантаженому внутрішнім газовим тиском, яка напруга більша – кільцева чи меридіональна і в скільки разів?

22. Руйнування циліндра відбудеться по меридіану чи по кільцю?

23. Чому дорівнюватиме кільцева сила T і кут повороту елемента θ у циліндрі, заповненому рідиною, який опирається днищем на основу?

24. Чому дорівнюватиме кільцева сила T і кільцева напруга σ_T у циліндрі під дією відцентрових сил від власної ваги?

25. Чому дорівнюватиме кільцева сила T і кут повороту елемента θ у сферичній оболонці?

26. Чому дорівнюватиме кільцева сила T у сферичній оболонці, навантаженій внутрішнім газовим тиском p?

27. Чому дорівнюватиме меридіональна сила S у конічній оболонці?

28. Які існують методи розрахунку надійності елементів посудин та апаратів і чим вони відрізняються?

29. Що слід враховувати при розрахунку надійності елементів посудин та апаратів за будь-яким методом?

30. Що слід зробити, щоб звести рівняння БТТО до інженерного вигляду?

31. Як розраховується товщина стінки за нормами ЦКТІ?

32. Як розраховується товщина стінки за нормами НДІХіммаш?

ПРАКТИЧНА ЧАСТИНА

У практичній частині розглянуто норми та методи розрахунку на міцність циліндричних обичайок, посудин і апаратів, днищ та кришок з вуглецевих і легованих сталей, застосованих у хімічній, харчовій та інших галузях промисловості, що працюють в умовах однократних і багатократних статичних навантажень під внутрішнім надлишковим тиском, вакуумом або зовнішнім надлишковим тиском та під дією осьових, поперечних зусиль та згинальних моментів, а також визначення допустимої напруги, модуля подовжньої пружності та коефіцієнтів міцності зварних швів.

Для розрахунків на міцність посудин та апаратів хімічної і харчової промисловості були обрані сучасні методи, якими користуються при розробці технологічного обладнання в науково-дослідних та проектних інститутах України. Використання державних стандартів, керівних технічних документів, а також галузевих стандартів дають можливість студентам ознайомитися з сучасною технічною літературою.

У цій частині розглянуто основні конструкційні вимоги на виготовлення циліндричних посудин та оболонок, днищ та кришок. Крім того, розглянуто вузли з’єднання оболонок та вплив крайових навантажень, які викликають місцеві напруження вигину в матеріалі елементів конструкції, а також вплив отворів на міцність оболонок.

5 ОСНОВНІ ВИМОГИ ДО КОНСТРУКЦІЙ ЦИЛІНДРИЧНИХ ОБИЧАЙОК

Одним з основних елементів більшості хімічних апаратів є циліндричні обичайки, які з'єднують, переважно, зварюванням у стик. З однієї або декількох обичайок утворюють циліндричний корпус апарата. Вони входять складовою частиною в різні внутрішні та зовнішні пристрої апаратів. Як правило, обичайки виготовляють листовим вальцюванням, рідше – із зварних труб великого діаметра.

Товщину стінки вальцьованих обичайок при товщині від 6 до 42 мм слід застосовувати тільки парних розмірів.

Вальцьовані обичайки повинні мати якомога менше зварних швів, особливо подовжніх. Тому листи для виготовлення обичайок бажано вибирати великих розмірів, погодившись з раціональним розкроєм (малими відходами). Обичайки можна вальцювати як за більшою, так і за меншою сторонами листа.

Обичайки діаметром до 1000 мм потрібно виготовляти не більш ніж з двома подовжніми зварними швами, а обичайки діаметром понад 1000 мм допускається виготовляти з декількох листів максимально можливої довжини.

У корпусі апарата допускається замикальна обичайка-уставка завдовжки не менш ніж 400 мм.

Дозволено виготовляти обичайки вальцюванням карт, зварюваних у стик з невеликих листів. У цьому випадку ширина листів у карті повинна бути не менш ніж 800 мм.

Подовжні шви в листах суміжних обичайок повинні бути зміщені за відношенням один до одного на значення, не менше від триразової товщини стінки обичайки, але не менше 100 мм між осями швів. У обичайках, що виконують із карт, допускають перехрещені шви в листах завдовжки до 30 мм (автоматичним або електрошлаковим зварюванням зі 100 %-вим контролем зварних швів) для корпусів апаратів, що працюють під тиском до 1,6 МПа та при робочій температурі до 400 °С.

Дозволено виготовляти корпуси апаратів із напівобичайок. Допустимі відхилення довжини кола розгортки обичайок наведено в табл. 5.1.

Таблиця 5.1 – Допустимі відхилення довжини кола розгортки обичайок у міліметрах

Товщина стінки обичайки	Відхилення обичайок зі сталі			
	вуглецевої та легованої	високолегованої	двошарової діаметром	
			до 2000	понад 2000
До 14	±3	±3	±3	±5
Від 16 до 18 включно	±5	±3	±3	±5
Від 20	±7	±3	±3	±5
Від 22 до 24 включно	±7	±5	±4	±5
Від 26 до 28 включно	±9	±5	±4	±5
Від 30 до 34 включно	±11	±6	±6	±6
Від 36 до 38 включно	±13	±6	±6	±6
Понад 40	±15	±8	±8	±8

Місцеве стоншення товщини стінки обичайки у будь-якому випадку дозволене не більшим за її розрахунковий розмір.

Неперпендикулярність торців обичайки до її твірної допускається в межах 1 мм на 1 м діаметра, але не більше 3 мм для діаметрів до 3 м.

Корпуси апаратів, зварені з окремих обичайок, повинні задовольняти наступним вимогам:

1) відхилення за довжиною (висотою) допускаються в межах $\pm 0{,}3\,\%$ від номінальної довжини (висоти) корпусу, але не більше 75 мм;

2) непрямолінійність твірної допускається в межах 2 мм на 1 м довжини (висоти), а за всією довжиною (висотою) корпусу вона має становити 20 мм – на довжину (висоту) до 10 м та 30 мм – на довжину понад 10 м;

3) відхилення зовнішнього діаметра корпусу *a* обчислюють за формулою

$$a = \frac{2\left(D_{\max} - D_{\min}\right)}{D_{\max} + D_{\min}} 100\,\%, \tag{5.1}$$

де $D_{\max}$, $D_{\min}$ – найбільший і найменший діаметри корпусу відповідно.

Значення *a* допускається в таких межах:

- $a < 0{,}5$ % – для корпусів колонних апаратів та апаратів, що працюють під вакуумом або під тиском;
- $a < 1{,}0$ % – для корпусів апаратів, що працюють під внутрішнім тиском;
- $a < 2{,}0$ % – для корпусів апаратів, що працюють без тиску і під налив.

Для апаратів із внутрішніми пристроями, які установлюють в корпус, допускається непрямолінійність у межах номінального зазору між внутрішнім діаметром корпусу та зовнішнім діаметром пристрою. У таких апаратах посилення кільцевих та подовжніх зварних швів на внутрішній поверхні корпусу повинні бути зачищені урівень з основним металом у місцях, що заважають установленню пристрою.

Під час виготовлення апаратів із двошарових сталей посилення бажано не знімати, а у деталей внутрішніх пристроїв разом із посиленням шва передбачати місцеву виїмку. У тих випадках, коли зняття посилення є необхідним, потрібно забезпечити корозійну стійкість корпусу в місці зняття посилення.

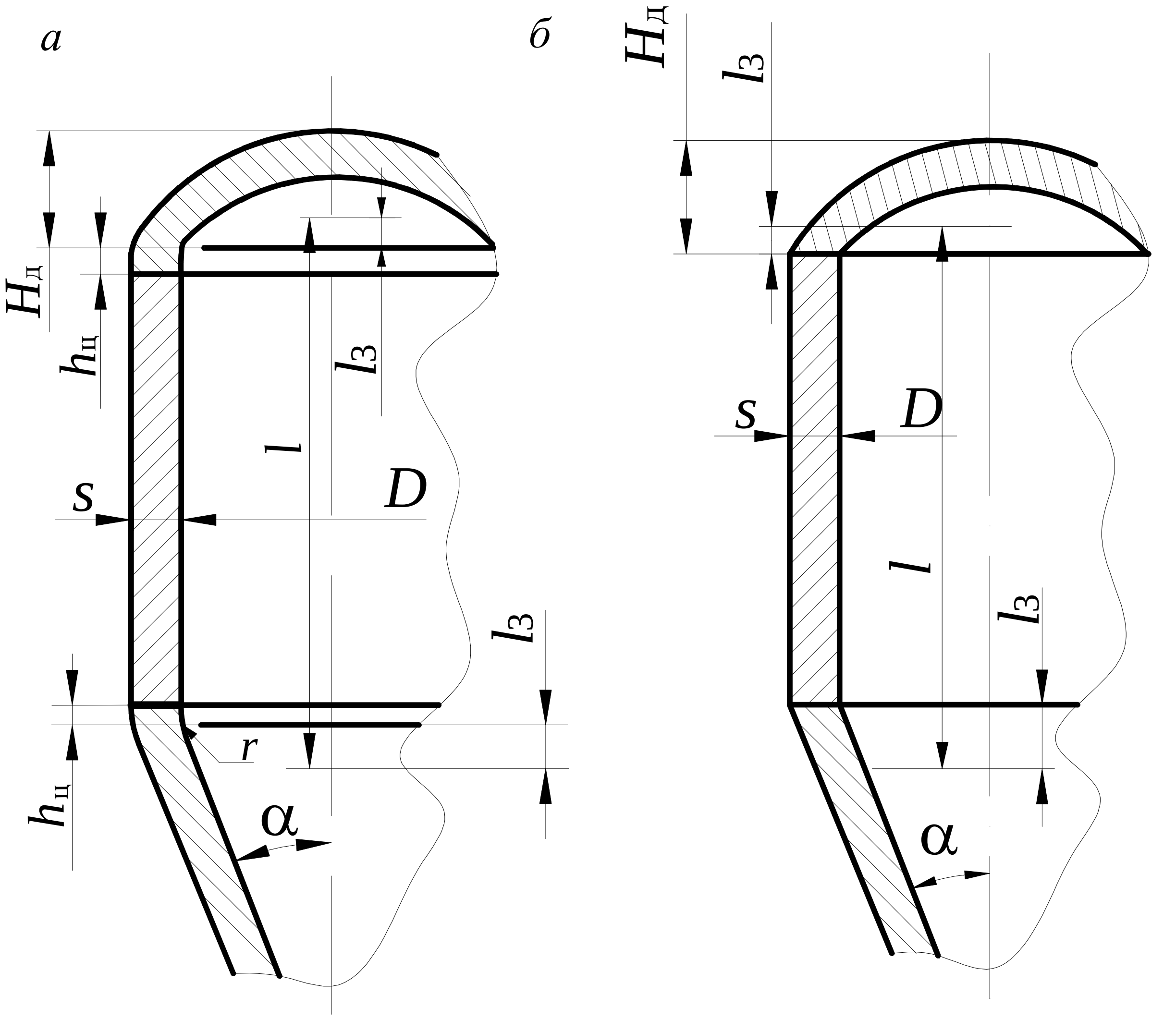


Рисунок 5.1 – Конструкції гладких циліндричних обичайок (корпусів) апаратів:
а – з відбортованими еліптичним і конічним днищами;
б – з не відбортованими сферичним і конічним днищами

Зазвичай у хімічному та харчовому машинобудуванні застосовують конструкції апаратів із кільцями жорсткості, що дозволяють зменшити товщину стінки апарата. Це вигідно з економічної точки зору під час виготовлення корпусів апаратів з дорогих конструкційних матеріалів. Останні застосовують переважно в апаратах, що працюють під вакуумом або під тиском. Кільця жорсткості, залежно від конструктивних можливостей, можуть розташовуватися як усередині, так і зовні апарата (рис. 7.3). Форма поперечного перерізу кільця жорсткості може бути довільною, але найчастіше буває прямокутною або у вигляді фасонного профілю (кутник, тавр, двотавр, швелер та ін.). Типові конструкції гладких циліндрових обичайок (корпусів) апаратів та їх основні конструктивні розміри наведено на рис. 5.1 та 5.2.

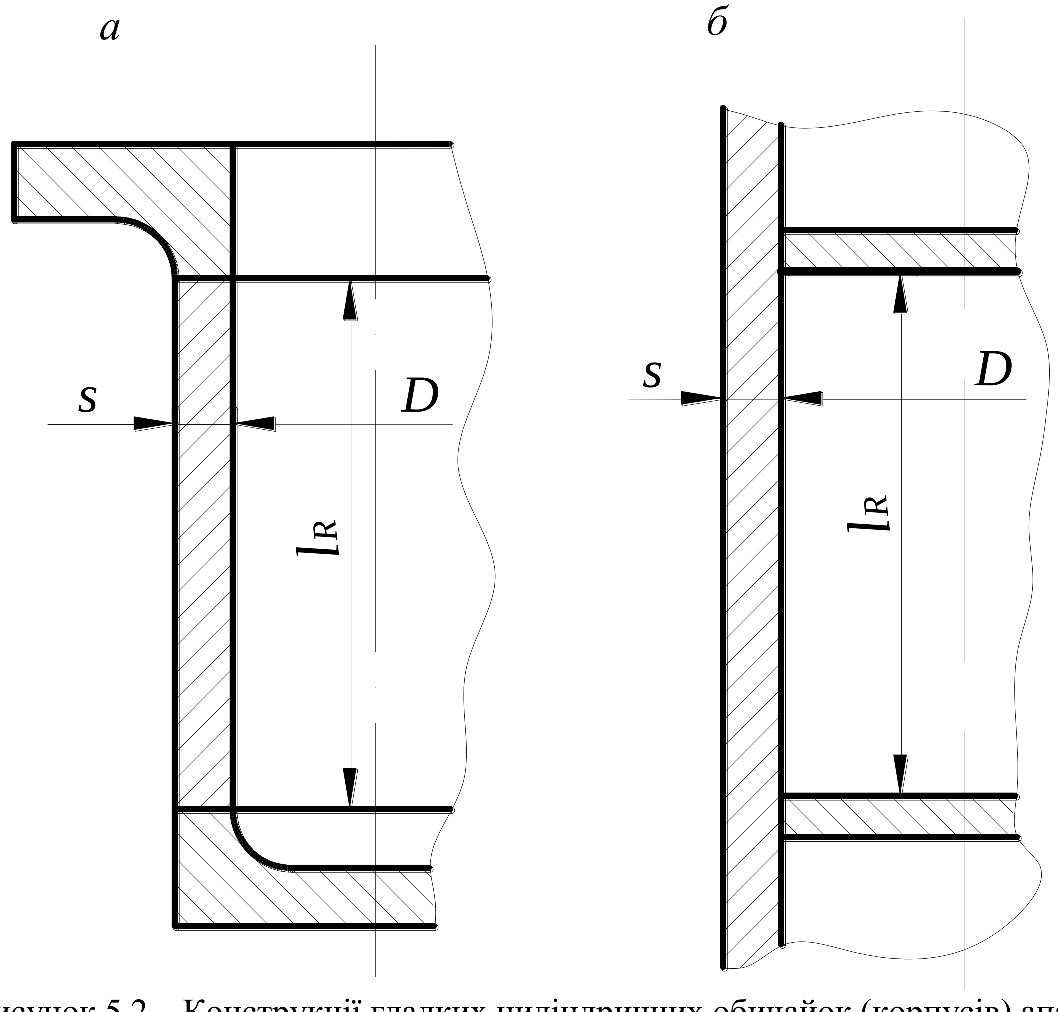


Рисунок 5.2 – Конструкції гладких циліндричних обичайок (корпусів) апаратів:
а – з фланцем і плоским днищем;
б – з жорсткими внутрішніми перегородками

6 ОСНОВНІ РОЗРАХУНКОВІ ПАРАМЕТРИ

6.1 Робоча та розрахункова температура

Робоча температура – це температура робочого середовища при нормальному перебігу технологічного процесу.

Розрахункова температура – це температура, яку використовують для визначення фізико-механічних характеристик матеріалу та допустимої напруги. Розрахункову температуру визначають на підставі теплотехнічних розрахунків або результатів випробувань. За розрахункову температуру стінки посудини та апарата приймають найбільше значення температури стінки. При температурі нижче 20 °C за розрахункову температуру для визначення допустимої напруги σ приймають температуру 20 °C.

Якщо неможливо провести теплові розрахунки або вимірювання і якщо під час експлуатації температура стінки підвищується до температури навколишнього середовища біля стінки, то за розрахункову температуру приймають найбільшу температуру середовища, але не нижчу за 20 °C.

Під час обігріву відкритим полум'ям, гарячими газами з температурою понад 250 °C або електронагрівачами розрахункову температуру приймають такою, що дорівнює температурі середовища, збільшеної на 20 °C – при закритому обігріві та на 50 °C – при прямому обігріві, якщо немає точніших даних.

6.2 Робочий, розрахунковий і пробний тиск

Під *робочим тиском* $p_{роб.}$ для посудини та апарата слід розуміти максимальний внутрішній надлишковий або зовнішній тиск, що виникає під час нормального перебігу робочого процесу, без обміну гідростатичного тиску середовища та обміну допустимого тимчасового підвищення тиску під час дії запобіжного клапана або інших запобіжних пристроїв.

Якщо перебіг технологічного процесу в апараті здійснюється при розрідженні, то робочим тиском є вакуум.

Під *розрахунковим тиском* p у робочих умовах для елементів посудин та апаратів слід розуміти тиск, на який проводиться розрахунок на міцність і стійкість при максимальній температурі.

Розрахунковий тиск для елементів посудин та апаратів приймають, як правило, таким, що дорівнює робочому тиску, або вищим.

Рекомендується такий розрахунковий тиск для апаратів:

- з робочим надлишковим тиском $p_{\text{роб.}} > 0{,}07$ МПа, забезпечених запобіжними клапанами, $p = 1{,}1p_{\text{роб.}}$, але не нижчий ніж $p_{\text{роб.}} + 0{,}2$ МПа для вогневибухонебезпечних або токсичних середовищ і не нижчий ніж $p_{\text{роб.}} + 0{,}1$ МПа для решти середовищ;
- з робочим надлишковим тиском $p_{\text{роб.}} > 0{,}07$ МПа, забезпечених запобіжними мембранами, $p = 1{,}2p_{\text{роб.}}$;
- з робочим надлишковим тиском $p_{\text{роб.}} \leq 0{,}07$ МПа, незалежно від типу запобіжних пристроїв і для будь-яких середовищ, крім вуглеводневих фракцій та інших зріджених газів:

  при $p_{\text{роб.}} = (0{,}05–0{,}07)$ МПа – $p = 0{,}1$ МПа;

  при $p_{\text{роб.}} < 0{,}05$ МПа – $p = 0{,}06$ МПа;
- з вуглеводневими фракціями й іншими зрідженими газами у всіх випадках:
  - для фракцій C_2H_n – $p = 2{,}0$ МПа;
  - для фракцій C_3H_n на всмоктувальній лінії – $p = 1{,}6$ МПа, на нагнітальній лінії – $p = 2{,}0$ МПа;
  - для фракцій C_4H_n – $p = 0{,}6$ МПа;
  - для фракцій C_5H_n – $p = 0{,}3$ МПа;
  - для аміаку – $p = 1{,}6$ МПа;
  - для фреону 12 – $p = 1{,}0$ МПа;
  - для сірчистого ангідриду – $p = 0{,}8$ МПа;
  - для хлористого метилу – $p = 0{,}9$ МПа;
  - для вуглекислого газу – $p = 7{,}6$ МПа;
- що працюють без надлишкового тиску при місткості апарата менше 30 м^3 – $p = 0{,}01$ МПа, при місткості більше 30 м^3 – $p = 0{,}005$ МПа;
- що працюють під вакуумом із залишковим тиском до 0,05 МПа, розрахунковий зовнішній тиск – $p = 0{,}1$ МПа.

При можливому підвищенні тиску в посудині та апараті під час дії запобіжних пристроїв більш ніж на 10 %, порівняно з робочим, елементи апарата повинні розраховуватися на розрахунковий тиск, що дорівнює 90 % тиску в апараті при повному відкритті клапана або запобіжного пристрою.

Для елементів, що розділяють простори з різним тиском (наприклад, в апаратах з обігрівальними оболонками), за розрахунковий тиск слід приймати або кожен тиск окремо, або тиск, який вимагає більшої товщини стінки розрахункового елемента. Якщо забезпечується одночасна дія тиску, то дозволено проводити розрахунок на різницю тиску. Різницю тиску приймають як розрахунковий тиск також для таких елементів, які відокремлюють простори з внутрішнім надлишковим тиском від простору з абсолютним тиском, нижчим від атмосферного. Якщо відсутні точні дані про різницю між абсолютним тиском і атмосферним, то абсолютний тиск приймають рівним нулю.

Якщо на елемент посудини або апарата діє гідростатичний тиск, що становить 5 % та вищий за робочий, то розрахунковий тиск для цього елемента повинен бути підвищений на це значення.

Під *пробним тиском* $p_{\text{проб.}}$ в посудині або апараті слід розуміти тиск, при якому проводиться гідравлічне випробування на міцність посудини або апарата.

Гідравлічним випробуванням підлягають усі посудини після їх виготовлення. Посудини, що транспортуються на місце монтажу частинами, виготовлення яких закінчується на місці установки, піддаються гідравлічному випробуванню на місці монтажу.

Посудини, які мають захисне покриття, ізоляцію або зовнішній кожух, підлягають гідравлічному випробуванню до нанесення покриття або ізоляції і до установки кожуха. Допускається емальовані посудини піддавати гідравлічним випробуванням робочим тиском після емалювання.

Гідравлічне випробування посудин, за винятком литих, повинно проводитись пробним тиском $p_{\text{проб.}}$, що визначається за формулою

$$p_{\text{проб.}} = 1,25\,p\frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]_t},$$

де p – розрахунковий тиск для елементів посудин та апаратів, МПа; $[\sigma]_{20}$, $[\sigma]_t$ – допустимі напруги для матеріалу апарата та його елементів відповідно при 20 °С і розрахунковій температурі, МПа.

Відношення $[\sigma]_{20}/[\sigma]_t$ приймається по тому із використаних матеріалів елементів (обичайки, днища, фланці, кріплення, патрубки і ін.) судини, для якого воно є найменшим.

Гідравлічне випробування деталей, виготовлених із литва, має проводитись пробним тиском, що визначається за формулою

$$p_{\text{проб.}} = 1{,}5p\frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]_t}.$$

Випробування виливків дозволяється проводити після складання і зварювання в зібраному вузлі або готовій посудині пробним тиском, прийнятим для посудин за умови 100 % -го контролю виливків неруйнівними методами.

Гідравлічне випробування кріогенних посудин за наявності вакууму в ізоляційному просторі має проводитись пробним тиском, що визначається за формулою

$$p_{\text{проб.}} = 1{,}25p - 0{,}1 \text{ МПа } (1{,}25p - 1 \text{ кгс/см}^2).$$

Гідравлічне випробування посудин і деталей, виготовлених із неметалевих матеріалів з ударною в'язкістю понад $20\ \text{Дж/см}^2$, повинно проводитись пробним тиском, що визначається за формулою

$$p_{\text{проб.}} = 1{,}3p\frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]_t}.$$

Гідравлічне випробування посудин і деталей, виготовлених із неметалевих матеріалів з ударною в'язкістю $20\ \text{Дж/см}^2$ і менше, повинно проводитись пробним тиском, що визначається за формулою

$$p_{\text{проб.}} = 1{,}6p\frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]_t}.$$

Гідравлічне випробування металево-пластикових посудин повинно проводитись пробним тиском, що визначається за формулою

$$p_{\text{проб.}} = \left[1{,}25\text{К}_\text{М} + KC\left(1 - \text{К}_\text{М}\right)\right]\frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]_t},$$

де $\text{К}_\text{М}$ – відношення маси металоконструкції до загальної маси посудини; KC – ударна в'язкість для:

- неметалевих матеріалів з ударною в'язкістю понад $20\ \text{Дж/см}^2$ $KC = 1{,}3$;
- неметалевих матеріалів з ударною в'язкістю $20\ \text{Дж/см}^2$ і менше $KC = 1{,}6$.

Гідравлічне випробування вертикально встановлюваних посудин допускається проводити в горизонтальному положенні за умови забезпечення міцності корпусу посудини, для чого розрахунок на міцність повинен бути

виконаний розробником проекту посудини з урахуванням прийнятого способу спирання в процесі гідравлічного випробування. При цьому пробний тиск слід приймати з урахуванням гідростатичного тиску, що діє на посудину в процесі її експлуатації.

У комбінованих посудинах з двома і більше робочими порожнинами, розрахованими на різні тиски, гідравлічному випробуванню повинна підлягати кожна порожнина пробним тиском, який визначається залежно від розрахункового тиску порожнини. Порядок проведення випробування повинен бути обговорений у технічному проекті й указаний в інструкції підприємства-виробника з монтажу та експлуатації посудини.

При заповненні посудини водою повітря має бути видалене повністю, а температура води повинна бути не нижче 5 °С і не вище 40 °С, якщо в технічних умовах не вказано конкретне значення температури, яка допускається за умовою запобігання крихкому руйнуванню. Різниця температур стінки посудини і навколишнього повітря під час випробувань не повинна викликати конденсації вологи на поверхні стінок посудини. За погодженням із розробником проекту посудини замість води може бути використана інша рідина. Тиск у випробуваній посудині слід підвищувати плавно. Швидкість піднімання тиску має бути вказана: для випробування посудини на підприємстві-виробнику – в технічній документації; для випробування посудини в процесі роботи – в інструкції з монтажу й експлуатації.

Використання стисненого повітря або іншого газу для підняття тиску при гідравлічному випробуванні не допускається. Тиск при випробуванні повинен контролюватися двома манометрами. Обидва манометри вибираються одного типу, границі вимірювання, однакових класів точності, ціни поділки.

Час витримки посудини під пробним тиском установлюється розробником проекту. За відсутності вказівок у проекті час витримки має бути не менше значень, зазначених у табл. 6.1.

Таблиця 6.1 – Час витримки посудини під пробним тиском

Товщина стінки апарата, мм	Час витримки, хв
До 50	10
Понад 50 до 100	20
Понад 100	30
Для литих, неметалевих і багатошарових незалежно від товщини стінки	60

Після витримки під пробним тиском тиск знижується до розрахункового, при якому проводять огляд зовнішньої поверхні посудини, всіх її рознімних і зварних з’єднань.

Посудина витримала гідравлічне випробування, якщо не виявлено:

1) течі, тріщин, сльози, потіння в зварних з’єднаннях і на основному металі;

2) течі в рознімних з’єднаннях;

3) видимих залишкових деформацій;

4) падіння тиску за манометром.

Значення пробного тиску, за яким апарат випробовують на міцність і герметичність після його виготовлення та періодично під час експлуатації згідно з ГСТУ 3-17-191-2000, наведено в табл. 6.2.

Таблиця 6.2 – Залежність пробного тиску від робочого тиску у мегапаскалях (МПа)

$p_{роб}$	$p_{проб}$
Вакуум	$\max\left\{1,5p_{роб}[\sigma]_{20}/[\sigma];\ 0,2\right\}$
Понад 0 до 0,07	0,2
Понад 0,07 до 0,5	$\max\left\{1,5p_{роб}[\sigma]_{20}/[\sigma];\ 0,2\right\}$ *
Понад 0,5	$\max\left\{1,25p_{роб}[\sigma]_{20}/[\sigma];\ p_{роб}+0,3\right\}$
Понад 0,07 для виробів з лиття	$\max\left\{1,5p_{роб}[\sigma]_{20}/[\sigma];\ 0,3\right\}$
Відсутній	Під наливом

Примітка 1. Значення пробного гідравлічного тиску для апаратів, що працюють при мінусових температурах, приймається таким же, як при t = 20 ^{o}C.

Примітка 2. Відношення $[\sigma]_{20}/[\sigma]$ приймається для використовуваного матеріалу в апараті (додаток А), для якого воно є найменшим (обичайки, днища, апаратні фланці та їх кріпильні деталі, патрубки тощо).

* При зовнішньому тиску, якщо вказані значення потребують потовщення стінки, допускається $p_{проб.}=1,25p_{роб.}E_{20}/E$.

Під розрахунковим тиском в умовах випробувань для елементів посудин або апаратів слід розуміти тиск, якого вони зазнають під час випробування, включаючи гідростатичний тиск, якщо він становить 5 % або більший, ніж пробний тиск.

При стандартизації апаратів та їх вузлів застосовують так званий *умовний тиск*. Умовний (номінальний) тиск $p_у$ – надлишковий робочий тиск при температурі елементів апарата 20 °С, без урахування гідростатичного тиску.

Згідно з ГОСТ 356-80, стосовно даних апаратів рекомендується такий ряд умовного тиску, МПа: 0,1; 0,25; 0,4; 0,6; 1,0; 1,6; 2,5; 4,0; 6,4; 16; 20.

6.3 Розрахункові зусилля та моменти

За розрахункові зусилля та моменти приймають навантаження (наприклад, під час експлуатації, випробування або монтажу), що діють для відповідного стану та виникають у результаті зусиль і моментів, дії власної маси, приєднаних трубопроводів, вітрового, снігового та інших навантажень. Розрахункові зусилля та моменти від вітрового навантаження та сейсмічних дій визначають згідно з ГОСТ 24756-81 .

6.4 Допустима напруга, коефіцієнти запасу міцності та стійкості, модуль подовжньої пружності

Допустиму напругу [σ], при розрахунку за граничними навантаженнями посудин та апаратів, що працюють при статичних однократних* навантаженнях, визначають за такими формулами:

– для вуглецевих і низьколегованих сталей:

$$[\sigma] = \eta \cdot \min\left(\frac{R_e \text{ або } R_{p0,2}}{n_т};\ \frac{R_m}{n_в};\ \frac{R_{m/10^5}}{n_д};\ \frac{R_{p1,0/10^5}}{n_п} \right); \qquad (6.1)$$

– для аустенітних сталей:

$$[\sigma] = \eta \cdot \min\left(\frac{R_{p1,0}}{n_т};\ \frac{R_m}{n_в};\ \frac{R_{m/10^5}}{n_д};\ \frac{R_{p1,0/10^5}}{n_п} \right), \qquad (6.2)$$

де η – поправковий коефіцієнт, який враховує вид заготованки;

R_e – мінімальне значення границі текучості при розрахунковій температурі, МПа (додат. Б, табл. Б.1);

*Якщо посудини та апарати працюють при багатократних статичних навантаженнях, але кількість циклів навантаження N від тиску, обмеженості температурних деформацій або інших дій не перевищує 10^3, то таке навантаження в розрахунках на міцність умовно вважають статичним. Якщо $N > 10^3$ за весь термін експлуатації, то ці елементи підлягають перевірці на втому. При визначенні числа циклів навантаження не враховують коливання навантаження в межах 15 % від розрахункових.

R_m – мінімальне значення тимчасового опору (межа міцності) при розрахунковій температурі, МПа (додат. Б, табл. Б.2, Б.4, Б.6, Б.9);

$R_{p0,2}$ – мінімальне значення умовної границі текучості при розрахунковій температурі (напруга, при якій залишкове подовження складає 0,2 %), МПа (додат. Б, табл. Б.3, Б.5, Б.8);

$R_{m/10^5}$ – середнє значення границі тривалої міцності за 10^5 годин при розрахунковій температурі, МПа;

$R_{p1,0/10^5}$ – середня одновідсоткова межа повзучості за 10^5 годин при розрахунковій температурі, МПа;

$R_{p1,0}$ – мінімальне значення умовної границі текучості при розрахунковій температурі (напруга, при якій залишкове подовження складає 1 %), МПа;

$n_т$; $n_в$; $n_д$; $n_п$ – поправкові коефіцієнти запасу міцності за межами відповідно текучості, міцності, тривалої міцності та повзучості.

Границю повзучості використовують для визначення допустимої напруги в тих випадках, коли відсутні дані границі тривалої міцності або коли за умовами експлуатації необхідно обмежити величину деформації (переміщення). За відсутності даних умовної границі текучості при одновідсотковому залишковому подовженні допустиму напругу для аустенітної сталі обчислюють за формулою (6.2).

Для умов випробування допустиму напругу обчислюють за формулою

$$[\sigma] = \eta \frac{R_e^{20} \text{ або } R_{p0,2}^{20}}{n_т}, \qquad (6.3)$$

а для умов випробувань посудин та апаратів з аустенітних сталей – за формулою

$$[\sigma] = \eta \frac{R_{p1,0}^{20} \text{ або } R_{p0,2}^{20}}{n_т}, \qquad (6.4)$$

де R_e^{20} – мінімальне значення границі текучості при температурі 20 °С, МПа;

$R_{p0,2}^{20}$ – мінімальне значення умовної границі текучості при температурі 20 °С (напруга, при якій залишкове подовження становить 0,2 %), МПа;

$R^{20}_{p1,0}$ – мінімальне значення умовної границі текучості при температурі 20 °С (напруга, при якій залишкове подовження становить 1 %), МПа.

Коефіцієнти запасу міцності повинні відповідати значенням, наведеним у табл. 6.3.

Таблиця 6.3 – Коефіцієнти запасу міцності

Умови навантаження	Коефіцієнти запасу міцності			
	$n_т$	$n_в$	$n_д$	$n_п$
Робочі умови	1,5	2,4	1,5	1,0
Гідравлічні випробування	1,1	–	–	–
Пневматичні випробування	1,2	–	–	–
Монтаж	1,1	–	–	–

Для посудин та апаратів груп 3, 4 (додат. Г, табл. Г.3) згідно з НПАОП 0.00-1.07-94 коефіцієнт запасу міцності за тимчасовим опором $n_в$ допускається приймати таким, що дорівнює 2,2.

У випадку, якщо допустиму напругу для аустенітних сталей визначають за формулою (6.1), коефіцієнт запасу міцності $n_т$ за умовною границею текучості $R_{p0,2}$ для робочих умов приймають таким, що дорівнює 1,3.

Для посудин та апаратів, що працюють в умовах повзучості при розрахунковому терміні експлуатації від 10^4 до 2×10^5 годин, коефіцієнт запасу міцності $n_д$ дорівнює 1,5. При розрахунковому терміні експлуатації 2×10^5 годин допускається коефіцієнт запасу міцності $n_д$ приймати таким, що дорівнює 1,25, якщо контролюють жароміцність та тривалу пластичність матеріалу під час експлуатації, а відхилення в меншу сторону тривалої міцності та повзучості від середнього значення не перевищує 20 %.

Розрахунок на міцність циліндричних обичайок та конічних елементів, опуклих та плоских днищ для умов випробування проводити не потрібно, якщо розрахунковий тиск в умовах випробування буде менший, ніж розрахунковий тиск у робочих умовах, помножений на $1,35\frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]}$.

Поправковий коефіцієнт до допустимої напруги η повинен дорівнювати одиниці, за винятком стальних виливок, для яких коефіцієнт η має такі значення:

0,8 – для виливок, що контролюють неруйнівними методами;

0,7 – для решти виливок.

Для сталей, широко використовуваних у хімічному та харчовому машинобудуванні, допустима напруга [σ] для робочих умов (при η = 1) повинна відповідати наведеним у додат. А, табл. А.1–А.4.

Для сталевого листового вальцювання, що виготовляють згідно з технічними умовами за двома групами міцності, допустиму напругу для першої групи міцності приймають згідно з табл. А.1 додатка А.

Для листового вальцювання другої групи міцності (сталі ВСт3пс, ВСт3сп, ВСт3Гпс та 09Г2С) допустиму напругу, яку приймають згідно з табл. А.1 додатка А, збільшують на 6 %, а для сталі 09Г2 – на 7 %. При застосуванні сталей ВСт3пс, ВСт3сп та ВСт3гпс другої групи міцності при температурі вище 250 °С, а сталей 09Г2С та 09ГС другої групи міцності при температурі вище ніж 300 °С допустиму напругу приймають такою, як для сталі першої групи.

Допустиму напругу при температурі 20 °С визначають за формулою (6.3), приймаючи значення механічних характеристик згідно з нормативними документами на сталі з урахуванням товщини листового прокату. При підвищених температурах допустиму напругу приймають з урахуванням товщини вальцювання та груп міцності сталі згідно з чинними нормативними документами.

Розрахункові механічні характеристики, необхідні для визначення допустимої напруги при підвищених температурах для сталей, не наведених в додатку А, розраховують після проведення випробувань представленої кількості зразків, що забезпечує гарантовані значення міцнісних властивостей. Для елементів посудин та апаратів, що розраховуються не за граничними навантаженнями (наприклад, для фланцевих з’єднань) допустиму напругу треба визначати згідно з нормативними документами.

Розрахункові значення границі текучості, тимчасового опору та коефіцієнтів лінійного розширення наведено в додатках Б і В.

Коефіцієнт запасу стійкості n_y для розрахунку посудин та апаратів на стійкість за нижньою критичною напругою в межах пружності слід приймати: 2,4 – для робочих умов; 1,8 – для умов випробування та монтажу.

Розрахункові значення модуля подовжньої пружності E для вуглецевих та легованих сталей залежно від температури повинні відповідати значенням, наведеним у табл. Б.10, додатка Б.

6.5 Коефіцієнти міцності зварних швів

При розрахунку на міцність зварних елементів посудин та апаратів у розрахункові формули слід уводити коефіцієнти міцності зварних з’єднань:

$\varphi_р$ – розрахунковий;

φ_p – подовжнього зварного шва;

$\varphi_т$ – кільцевого зварного шва;

$\varphi_к$ – зварних швів кільця жорсткості;

$\varphi_а$ – поперечного зварного шва для зміцнювального кільця.

Числові значення цих коефіцієнтів повинні відповідати значенням, наведеним у табл. В.1 додатка В. Для безшовних елементів посудин та апаратів $\varphi = 1$.

6.6 Додаток до розрахункової товщини конструктивних елементів

Під час розрахунку посудин та апаратів на міцність необхідно враховувати додаток до розрахункової товщини елементів посудин та апаратів. Виконавчу товщину стінки елемента посудини та апарата треба обчислювати за формулою

$$s \geq s_р + c, \tag{6.5}$$

де $s_р$ – розрахункова товщина стінки елемента посудини або апарата; c – додаток до розрахункової товщини стінки.

Додаток до розрахункової товщини треба обчислювати за формулою

$$c = c_1 + c_2 + c_3, \tag{6.6}$$

де c_1 – додаток для компенсації корозії та (або) ерозії, $c_1 = П\tau + c_е$; c_2 – додаток на «мінусовий» допуск по товщині листа; c_3 – додаток на технологію виготовлення; П – проникність робочого середовища в матеріал (швидкість корозії), мм/рік; τ – розрахунковий термін експлуатації, років; $c_е$ – додаток на ерозію (враховується при швидкостях руху робочого рідинного середовища понад 20 м/с та газових потоків понад 100 м/с).

Для перевірного розрахунку додаток c_3 віднімають від значень виконавчої товщини стінки. Якщо відома фактична товщина стінки, то при перевірному

розрахунку можна не враховувати c_2 та c_3. Обґрунтування всіх додатків до розрахункової товщини повинно бути наведено в технічній документації.

При двосторонньому контакті з корозійним та (або) ерозійним середовищем додаток c_1 для компенсації корозії та (або) ерозії треба відповідно збільшувати.

Технологічний додаток c_3 передбачає компенсацію стоншування стінки елемента посудини або апарата для технологічних операцій – розтягування, штампування, гнуття тощо. Залежно від прийнятої технології виготовлення елементів конструкцій машини або апарата цей додаток слід враховувати при розрахунках на міцність та розробці робочих креслень. Технологічний додаток c_3 не включає округлення розрахункової товщини до стандартної товщини листа.

Для розрахунку штампованих еліптичних днищ технологічний додаток c_3 для компенсації стоншування в зоні відбортовування не враховують, якщо його значення не перевищує 15 % від розрахункової товщини листа.

Додатки c_2 та c_3 враховують у тих випадках, коли їх сумарне значення перевищує 5 % від номінальної товщини листа.

7 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ЦИЛІНДРИЧНИХ ОБИЧАЙОК В УМОВАХ РІЗНИХ НАВАНТАЖЕНЬ

7.1 Розрахункові схеми та умови застосування розрахункових формул

Розрахункові розміри циліндричних обичайок наведено на рис. 5.1, 5.2, 7.1–7.3. Ці рисунки не визначають конструкцію апарата, вони наведені для зазначення розрахункових розмірів.

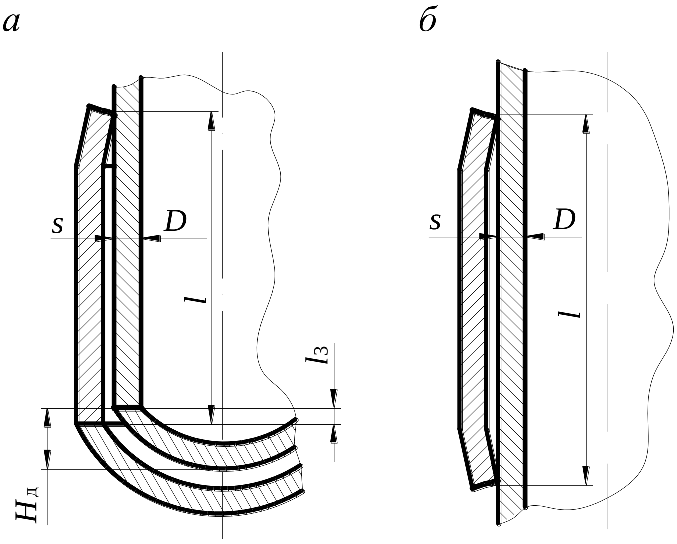


Рисунок 7.1 – Конструкції гладких циліндричних обичайок (корпусів) з оболонкою:
а – з оболонкою на нижній частині апарата; *б* – з оболонкою на середній частині апарата

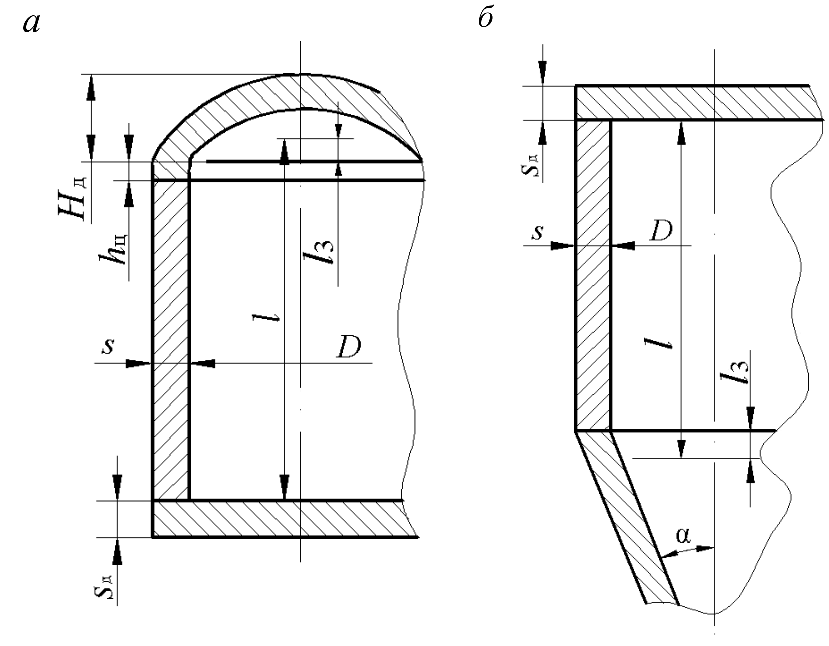


Рисунок 7.2 – Гладкі циліндричні обичайки:
а – обичайка з плоским днищем та відбортованою еліптичною кришкою;
б – обичайка з плоским днищем та конічною кришкою

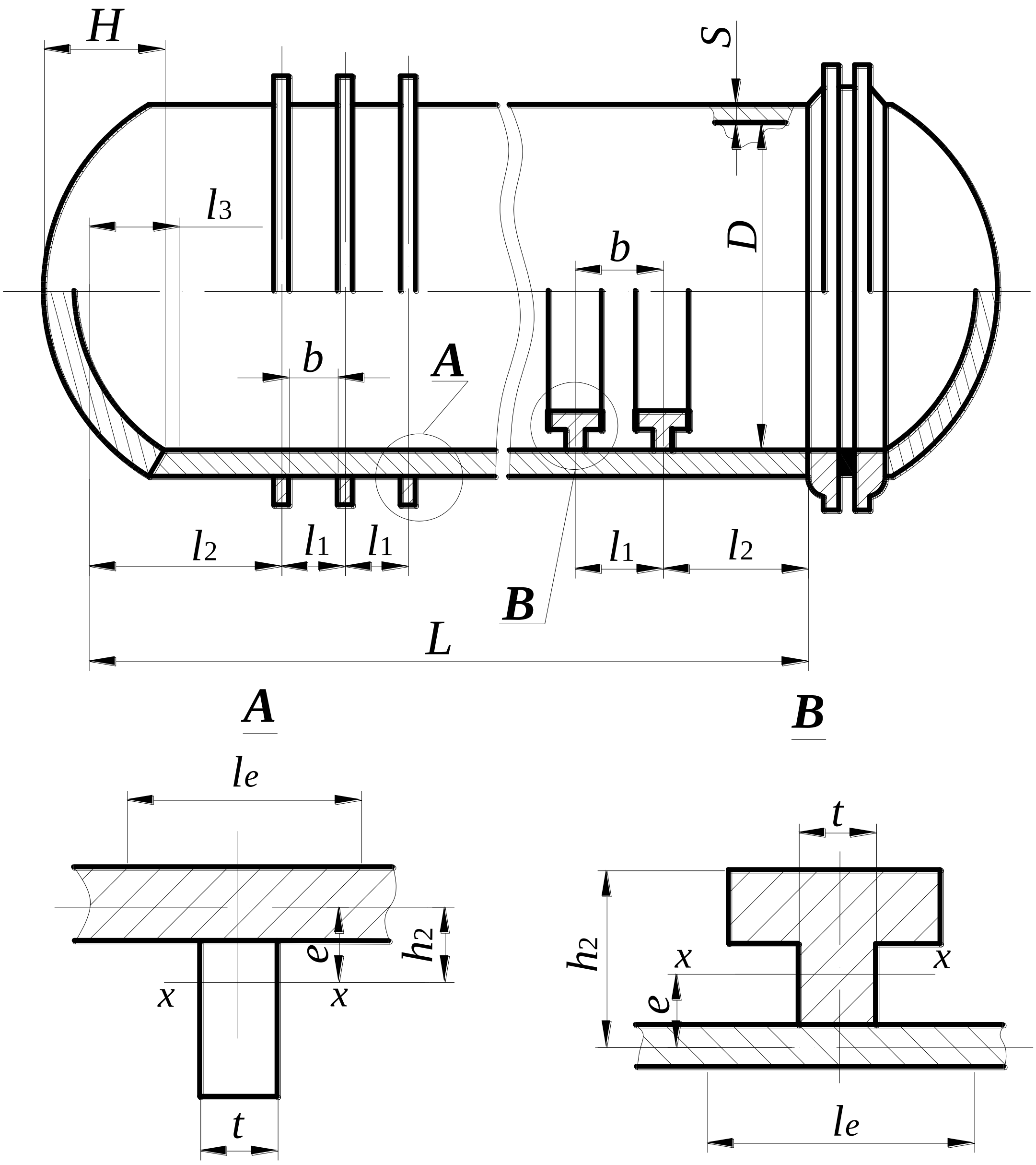


Рисунок 7.3 – Циліндрична обичайка, підкріплена кільцями жорсткості

7.2 Умови застосування розрахункових формул

Розрахункові формули застосовні при відношенні товщини стінки апарата до його діаметра:

$$\frac{s-c}{D} < 0{,}1 \text{ – для обичайок та труб на } D > 200 \text{ мм;}$$

$$\frac{s-c}{D} < 0{,}3 \text{ – для труб на } D < 200 \text{ мм.}$$

Розрахункові формули, наведені в п.п. 7.4, 7.6–7.9 та 7.10.2, слід застосовувати за умови, якщо розрахункові температури не перевищують

значень, при яких враховується повзучість матеріалів, тобто при таких температурах, коли допустиму напругу визначають тільки за межами текучості або тимчасового опору (границею міцності). Якщо немає точних даних, то формули допускається застосовувати за умови, що розрахункова температура стінки обичайки з вуглецевої сталі не перевищує 380 ^{o}C, з низьколегованої – 420 ^{o}C, а з аустенітної – 525 ^{o}C.

Для обичайок, підкріплених кільцями жорсткості, додатково до вимог п. 7.2, повинні виконуватися наступні обмеження:

- відношення висоти перерізу кільця жорсткості до діаметра має бути $\frac{h}{D} \leq 0,2$;
- розрахункові формули слід застосовувати за умови рівномірного розташування кілець жорсткості;
- у тих випадках, коли кільця жорсткості встановлені нерівномірно, значення b та l_1 необхідно підставляти для тієї ділянки, на якій відстань між двома сусідніми кільцями жорсткості максимальна;
- якщо $l_2 > l_1$, то як розрахункова довжина l приймається l_2.

Розрахункові формули для обичайок, що працюють під дією осьового стискального зусилля, наведено в п. 7.6. Вони можуть бути застосовані за наступної умови: $\frac{l \text{ або } b}{D} \geq 1,0$. Для обичайок, у яких $\frac{l \text{ або } b}{D} < 1,0$ за відсутності точніших розрахунків, допускається користуватися формулою (7.12).

7.3 Гладкі циліндричні обичайки, навантажені внутрішнім надмірним тиском

Товщину стінки слід обчислювати за формулою

$$s \geq s_{\text{р}} + c, \tag{7.1}$$

де $$s_{\text{р}} = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_p - p}. \tag{7.2}$$

Перевіряємо умови застосовності розрахункових формул залежно від діаметра апарата та товщини стінки згідно з п. 7.2.

Допустимий внутрішній надмірний тиск слід обчислювати за формулою

$$[p] = \frac{2[\sigma]\varphi_p(s-c)}{D+(s-c)}. \quad (7.3)$$

Порівнюємо $[p]$ та p. Якщо $[p] \ge p$, то розрахунок товщини стінки апарата виконано правильно.

Для виготовлення обичайок із листів різної товщини, сполучених подовжніми зварними швами, розрахунок товщини обичайки проводять для кожного листа з урахуванням у них наявних послаблень.

7.4 Гладкі циліндричні обичайки, навантажені зовнішнім тиском

Товщину стінки приблизно обчислюють за формулами (7.1) та (7.4) з подальшою перевіркою за формулою (7.5)

$$s_{\text{р}} \cong \max\left\{K_2 D \cdot 10^{-2};\ \ \frac{1{,}1 pD}{2[\sigma]}\right\}. \quad (7.4)$$

Перевіряємо умови застосовності розрахункових формул залежно від діаметра апарата та товщини стінки згідно з п. 7.2.

Допустимий зовнішній тиск слід обчислювати за формулою

$$[p] = \frac{[p]_{\text{П}}}{\sqrt{1+\left(\frac{[p]_{\text{П}}}{[p]_E}\right)^2}}, \quad (7.5)$$

де $[p]_{\text{П}}$ – допустимий тиск за умови міцності; $[p]_E$ – допустимий тиск за умови стійкості в межах пружності.

Коефіцієнт K_2 слід визначати за номограмою, наведеною на рис. 7.4. Приклади використання номограми для розрахунку наведено на рис. 7.5.

Значення $[p]_{\text{П}}$ та $[p]_E$ обчислюють за такими формулами:

$$[p]_{\text{П}} = \frac{2[\sigma](s-c)}{D+(s-c)}; \quad (7.6)$$

$$[p]_E = \frac{20{,}8 \cdot 10^{-6} E}{n_y B_1} \frac{D}{l}\left[\frac{100(s-c)}{D}\right]^{2{,}5}, \quad (7.7)$$

де l – розрахункова довжина обичайки.

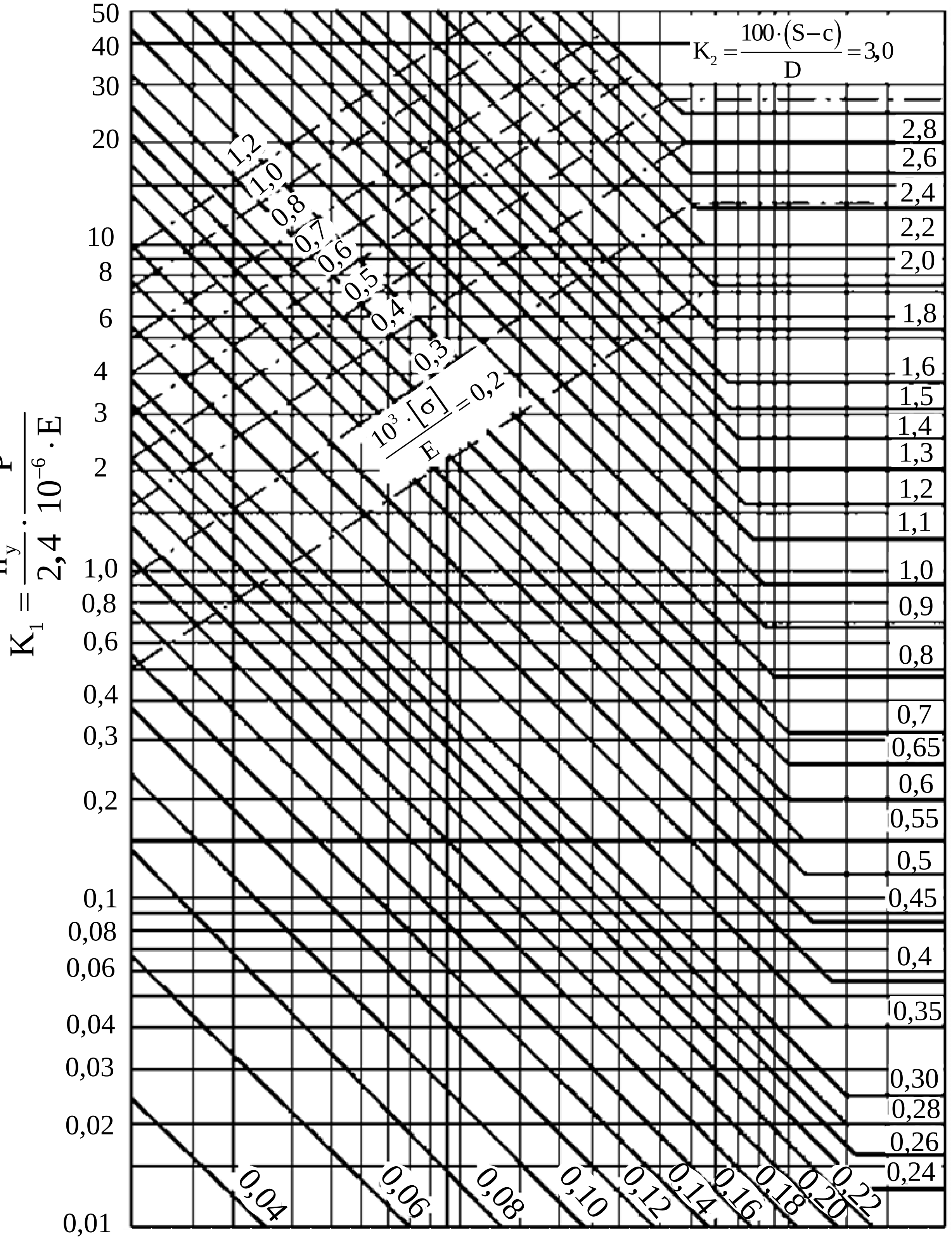


Рисунок 7.4 – Номограма для визначення товщини стальних циліндричних обичайок, що працюють під зовнішнім тиском

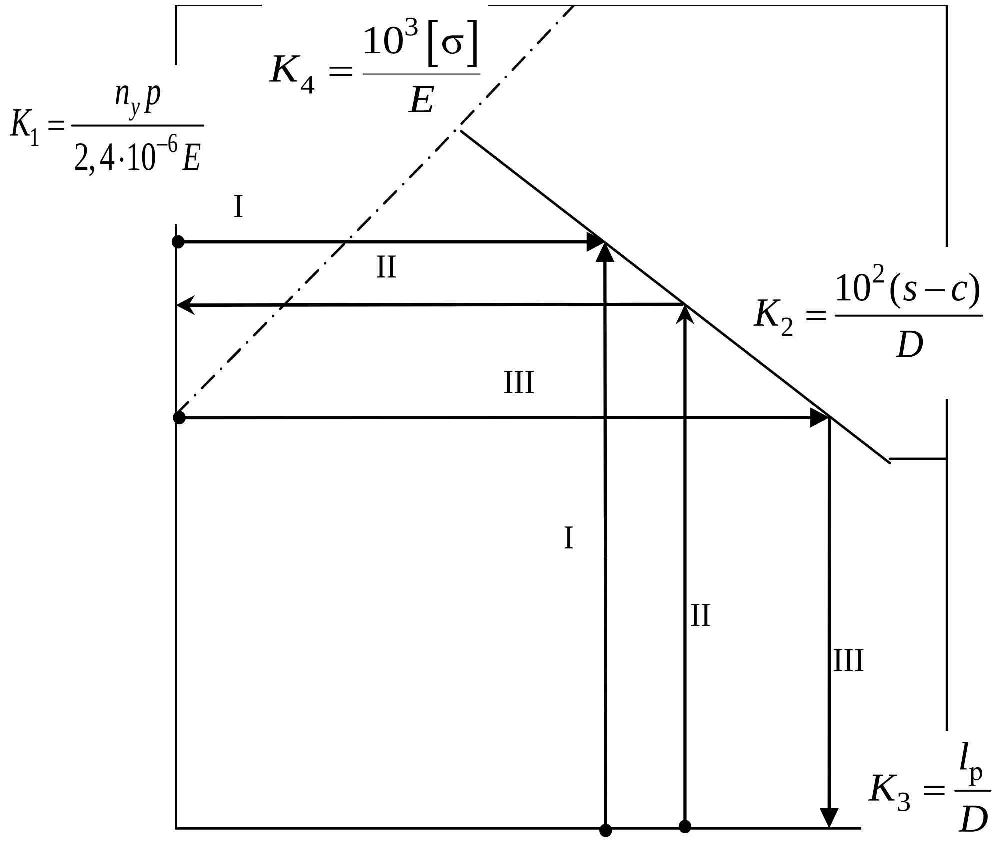


Рисунок 7.5 – Приклад використання номограми
I – визначення розрахункової товщини стінки;
II – визначення зовнішнього допустимого тиску;
III – визначення допустимої розрахункової довжини

При визначенні розрахункової довжини обичайки l або L довжину прилеглого елемента l_3 (див. рис. 7.1–7.3) необхідно обчислювати, залежно від його форми, за наступними формулами:

$l_3 = \frac{H}{3}$ – для опуклих днищ;

$l_3 = \frac{D}{6\mathrm{tg}\alpha}$ – для конічних обичайок (днищ) без відбортовки, але не більше за довжину конічного елемента;

$l_3 = \max\left\{ r\sin\alpha;\ \frac{D}{6\mathrm{tg}\alpha} \right\}$ – для конічних обичайок (днищ) з відбортовуванням, але не більше за довжину конічного елемента.

Коефіцієнт K_1 визначають за номограмою, наведеною на рис. 7.4.

Якщо одержане значення коефіцієнта K_1 лежить нижче відповідної штрих-пунктирної лінії, то величину [p] в попередньому розрахунку допускається обчислювати за формулою

$$\left[p\right] = \frac{K_1 \cdot 10^{-6} E}{n_y}. \tag{7.8}$$

7.5 Обичайки, навантажені осьовим розтяжним зусиллям *F*

Товщину стінки слід розраховувати за формулою (7.1), а розрахункову товщину стінки – за формулою

$$s_\text{р} = \frac{F}{\pi D\left[\sigma\right]\varphi_\text{т}}. \tag{7.9}$$

Осьове розтяжне зусилля [F] слід обчислювати за формулою

$$\left[F\right] = \pi(D + s - c)(s - c)\left[\sigma\right]\varphi_\text{т}. \tag{7.10}$$

Після розрахунку необхідно порівняти F та [F]. Повинна виконуватися наступна умова: $F \le \left[F\right]$.

7.6 Обичайки, навантажені осьовим стискальним зусиллям

Товщину стінки слід розраховувати за формулами (7.1) і (7.8), а осьове стискальне допустиме зусилля [F] – за формулою

$$\left[F\right] = \frac{\left[F\right]_\text{П}}{\sqrt{1 + \left(\frac{\left[F\right]_\text{П}}{\left[F\right]_E}\right)^2}}, \tag{7.11}$$

де осьове стискальне допустиме зусилля $[F]_\text{П}$ за умови міцності обчислюють за формулою

$$\left[F\right]_\text{П} = \pi(D + s - c)(s - c)\left[\sigma\right], \tag{7.12}$$

а осьове стискальне допустиме зусилля в межах пружності $[F]_E$ за умови стійкості – за формулою

$$\left[F\right]_E = \min\left\{\left[F\right]_{E_1};\ \left[F\right]_{E_2}\right\}. \tag{7.13}$$

У формулі (7.13) осьове стискальне допустиме зусилля $\left[F\right]_{E_1}$ визначають за умови місцевої стійкості в межах пружності за формулою

$$\left[F\right]_{E_1} = \frac{310 \cdot 10^{-6} E}{n_y} D^2 \left[\frac{100(s-c)}{D}\right]^{2,5}, \qquad (7.14)$$

а осьове стискальне допустиме зусилля $\left[F\right]_{E_2}$ – за умови загальної стійкості в межах пружності за формулою

$$\left[F\right]_{E_2} = \frac{\pi(D+s-c)(s-c)E}{n_y}\left(\frac{\pi}{\lambda}\right)^2, \qquad (7.15)$$

де λ – коефіцієнт гнучкості елемента, обчислений за формулою

$$\lambda = \frac{2,83 l_{\text{зв}}}{D+s-c}, \qquad (7.16)$$

де $l_{\text{зв.}}$ – зведена розрахункова довжина посудини або апарата.

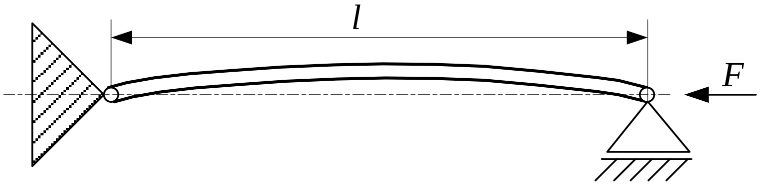
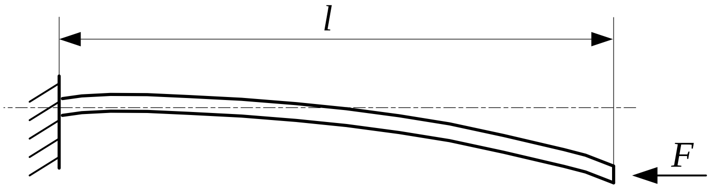
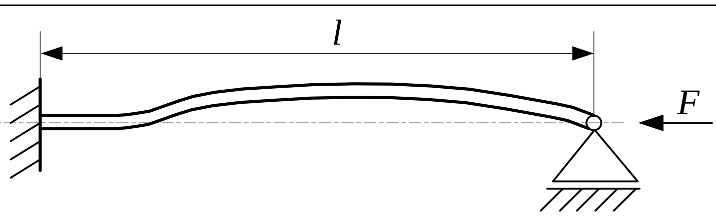
Зведену розрахункову довжину $l_{\text{зв.}}$ приймають згідно з табл. 7.1. У разі, якщо $\frac{l}{D} < 10$, формула (7.13) набуває вигляду $\left[F\right]_E = \left[F\right]_{E_1}$.

Для робочих умов (n_y = 2,4) стискальне допустиме зусилля обчислюють за формулою

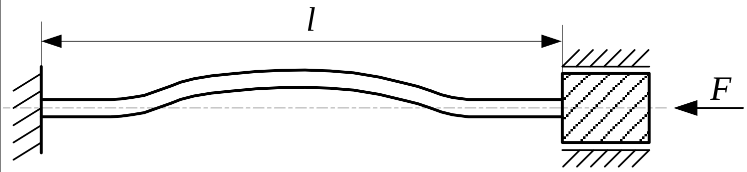
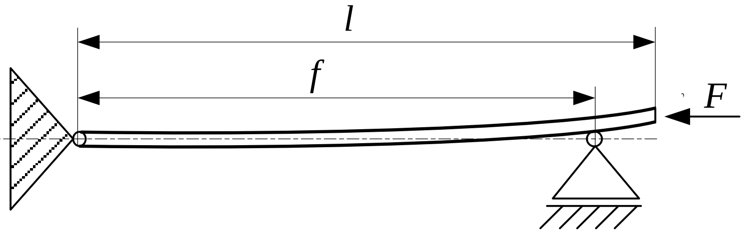
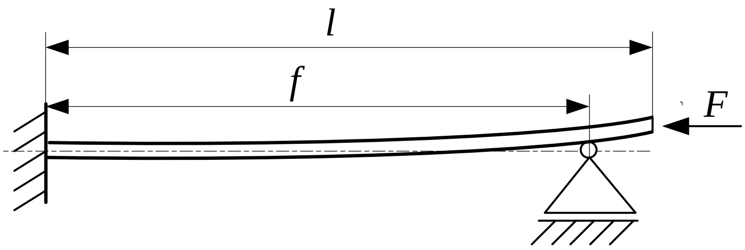
$$\left[F\right] = \pi(D+s-c)(s-c)\left[\sigma\right]\min\left\{\varphi_1;\ \varphi_2\right\}, \qquad (7.17)$$

де коефіцієнти φ_1 та φ_2 знаходимо з графіків (рис. 7.6 та 7.7).

Таблиця 7.1 – Зведена розрахункова довжина $l_{\text{зв.}}$

Розрахункова схема	f/l	$l_{\text{зв.}}$
		l
		$2l$
		$0,7l$

Продовження табл. 7.1

Розрахункова схема	f/l	$l_{зв.}$
		$0{,}5l$
	0 0,2 0,4 0,6 0,8 1,0	2,0 l 1,73 l 1,47 l 1,23 l 1,06 l 1,0 l
	0 0,2 0,4 0,6 0,8 1,0	2,0 l 1,7 l 1,4 l 1,11 l 0,85 l 0,7 l

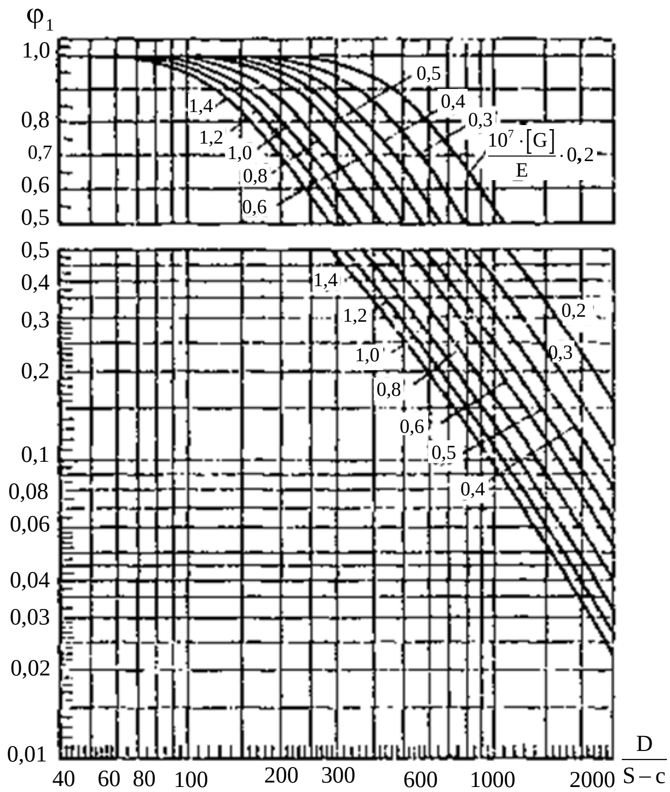


Рисунок 7.6 – Графік для визначення коефіцієнта φ_1

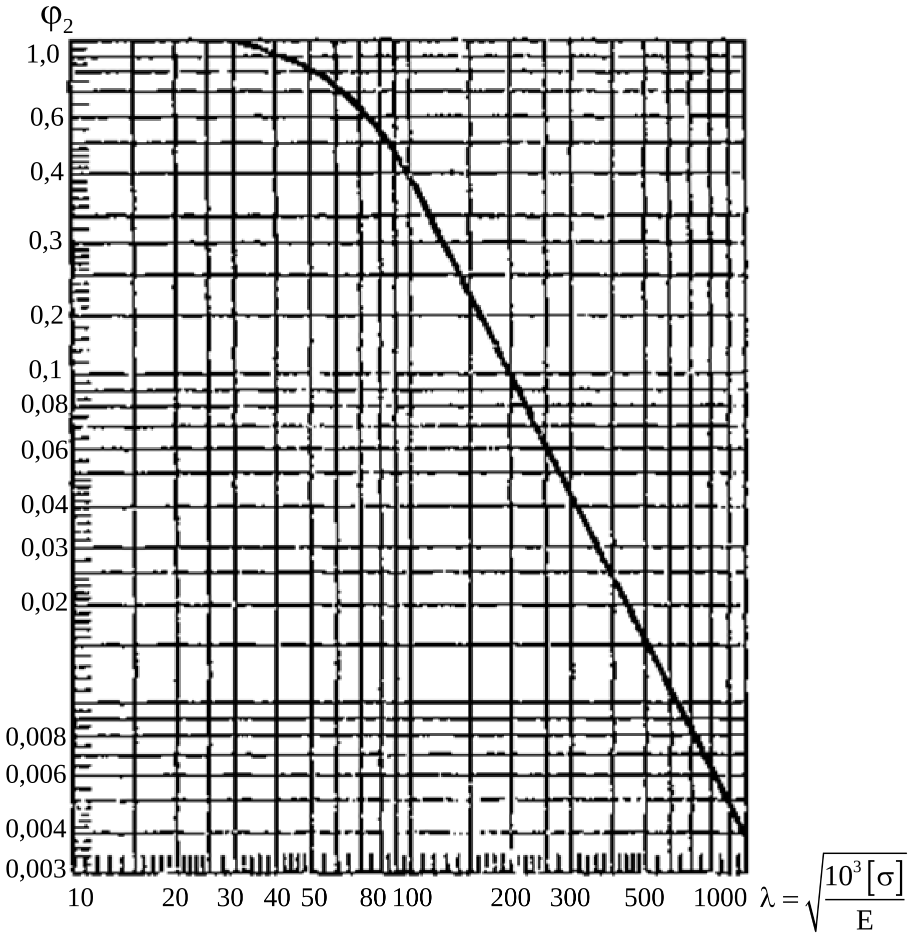


Рисунок 7.7 – Графік для визначення коефіцієнта φ_2

7.7 Обичайки, навантажені згинальним моментом *M*

Допустимий згинальний момент слід обчислювати за формулою

$$[M] = \frac{[M]_\Pi}{\sqrt{1+\left(\dfrac{[M]_\Pi}{[M]_E}\right)^2}}, \tag{7.18}$$

де допустимий згинальний момент $[M]_\Pi$ за умови міцності розраховують за формулою

$$[M]_\Pi = \frac{\pi}{4}D(D+s-c)(s-c)[\sigma] = \frac{D}{4}[F]_\Pi, \tag{7.19}$$

а допустимий згинальний момент $[M]_E$ за умови стійкості в межах пружності – за формулою

$$[M]_E = \frac{89\cdot 10^{-6}E}{n_y}D^3\left[\frac{100(s-c)}{D}\right]^{2,5} = \frac{D}{3,5}[F]_{E_1}. \tag{7.20}$$

Для робочих умов (n_y = 2,4) допустимий згинальний момент можна визначати за формулою

$$\left[M\right] = \frac{\pi}{4} D(D+s-c)(s-c)\left[\sigma\right]\varphi_3 . \tag{7.21}$$

Коефіцієнт φ_3 слід визначати за графіком (рис. 7.8).

7.8 Обичайки, навантажені поперечними зусиллями

Допустиме поперечне зусилля $[Q]$ слід розраховувати за формулою

$$\left[Q\right] = \frac{\left[Q\right]_{\Pi}}{\sqrt{1+\left(\frac{\left[Q\right]_{\Pi}}{\left[Q\right]_{E}}\right)^2}}, \tag{7.22}$$

де поперечне допустиме зусилля $[Q]_{\Pi}$ за умови міцності визначається як

$$\left[Q\right]_{\Pi} = 0,25\pi D(s-c)\left[\sigma\right], \tag{7.23}$$

а допустиме поперечне зусилля $[Q]_E$ за умови стійкості в межах пружності як

$$\left[Q\right]_{E} = \frac{2,4\cdot 10^{-6} E(s-c)^2}{n_y}\left[0,18+3,3\frac{D(s-c)}{l^2}\right]. \tag{7.24}$$

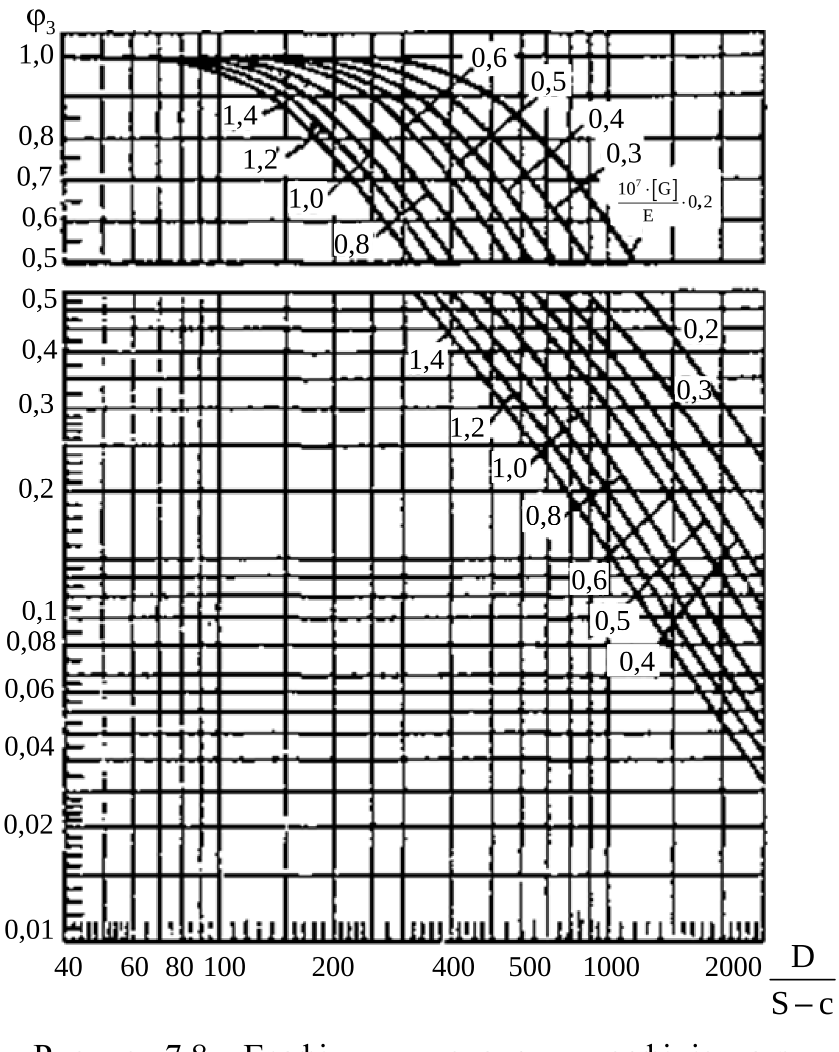


Рисунок 7.8 – Графік для визначення коефіцієнта φ_3

7.9 Обичайки, що працюють під сумісною дією зовнішнього тиску, осьового стискального зусилля, згинального моменту та поперечного зусилля

Обичайки, що працюють під сумісною дією зовнішнього тиску, осьового стискального зусилля, згинального моменту та поперечного зусилля, необхідно перевіряти на стійкість за такою формулою:

$$\frac{p}{[p]}+\frac{F}{[F]}+\frac{M}{[M]}+\left(\frac{Q}{[Q]}\right)^2\le 1, \qquad (7.25)$$

де $[p]$ – допустимий зовнішній тиск за пунктом 7.4; $[F]$ – осьове допустиме стискальне зусилля за пунктом 7.6; $[M]$ – згинальний допустимий момент за пунктом 7.7; $[Q]$ – допустиме поперечне зусилля за пунктом 7.8.

7.10 Циліндричні обичайки, підкріплені кільцями жорсткості

7.10.1 Обичайки з кільцями жорсткості, навантажені внутрішнім надлишковим тиском

Визначаємо розміри кілець жорсткості при внутрішньому тиску в апараті.

Для заданих розрахункового тиску p та товщини стінки s коефіцієнт K_4 слід розраховувати за формулою

$$K_4=\frac{p(D+s-c)}{2\varphi_p[\sigma](s-c)}-1. \qquad (7.26)$$

Якщо $K_4 \le 0$, то зміцнення кільцями жорсткості не потрібне.

Якщо значення K_4 знаходиться в діапазоні $0<K_4<2\left(\varphi_т/\varphi_p\right)-1$, то відстань між двома кільцями жорсткості слід розраховувати за формулою

$$b\le\sqrt{D(s-c)\left[\frac{2}{K_4}-\frac{\varphi_p}{\varphi_т}\left(1+\frac{1}{K_4}\right)\right]}, \qquad (7.27)$$

а площа поперечного перерізу кільця жорсткості повинна бути

$$A_к\ge l_1(s-c)\frac{[\sigma]\varphi_p}{[\sigma]_к\varphi_к}K_4. \qquad (7.28)$$

При визначенні площі поперечного перерізу кільця жорсткості $A_к$ слід враховувати додаток c_1 для компенсації корозії.

Якщо $K_4\ge 2\left(\varphi_т/\varphi_p\right)-1$, то товщину стінки необхідно збільшити до такого розміру, щоб виконувалася умова $0<K_4<2\left(\varphi_т/\varphi_p\right)-1$.

Допустимий внутрішній надлишковий тиск слід визначати за умови

$$\left[p\right]=\min\left\{\left[p\right]_1;\ \left[p\right]_2\right\}. \qquad (7.29)$$

Допустимий внутрішній надлишковий тиск, що визначається за умов міцності всієї обичайки $[p]_1$, слід розраховувати за формулою

$$\left[p\right]_1=\frac{2\left[\sigma\right]\varphi_p(s-c)+2\frac{A_{\text{к}}}{l_1}\left[\sigma\right]_{\text{к}}\varphi_{\text{к}}}{D+(s-c)}. \qquad (7.30)$$

Допустимий внутрішній надлишковий тиск, що визначається за умов міцності обичайки між двома сусідніми кільцями жорсткості $[p]_2$, слід розраховувати за формулою

$$\left[p\right]_2=\frac{2\left[\sigma\right]\varphi_{\text{т}}(s-c)}{D+(s-c)}\frac{2+\lambda_{\text{п}}^2}{1+\frac{\varphi_{\text{т}}\lambda_{\text{п}}^2}{\varphi_p}}, \qquad (7.31)$$

де $\lambda_{\text{п}}^2=\dfrac{b^2}{D(s-c)}$, а b – див. рис. 7.3.

7.10.2 Обичайки з кільцями жорсткості, навантажені зовнішнім тиском

Розрахункові параметри обичайки, підкріпленої ребрами жорсткості, визначають таким чином:

▪ ефективну довжину стінки $l_{\text{е}}$ обичайки (див. рис. 7.3), що враховується при визначенні ефективного моменту інерції, – за умови

$$l_{\text{е}}=\min\left\{l_1;\ t+1{,}1\sqrt{D(s-c)}\right\}; \qquad (7.32)$$

▪ ефективний момент інерції I розрахункового поперечного перерізу кільця жорсткості – за формулою

$$I=I_{\text{к}}+\frac{l_1(s-c)^3}{10{,}9}+e^2\frac{A_{\text{к}}l_{\text{е}}(s-c)}{A_{\text{к}}+l_{\text{е}}(s-c)}; \qquad (7.33)$$

▪ допустимий зовнішній тиск – за умови

$$\left[p\right]=\min\left\{\left[p\right]_1;\ \left[p\right]_2\right\}; \qquad (7.34)$$

▪ допустимий зовнішній тиск $\left[p\right]_1$, визначений за умови стійкості всієї обичайки – за формулою

$$[p]_1 = \frac{[p]_{1П}}{\sqrt{1+\left(\frac{[p]_{1П}}{[p]_{1E}}\right)^2}}. \qquad (7.35)$$

Допустимий зовнішній тиск $[p]_{1П}$ повинен відповідати величині $[p]_1$, визначеній за формулою (7.30) при значеннях коефіцієнтів $\varphi_p = 1{,}0$ і $\varphi_т = 1{,}0$.

Допустимий зовнішній тиск за умов стійкості в межах пружності $[p]_{1E}$ слід розраховувати за формулою

$$[p]_{1E} = \frac{20{,}8 \cdot 10^{-6} E}{k n_y B_2} \frac{D}{L} \left[\frac{100k(s-c)}{D}\right]^{2{,}5}, \qquad (7.36)$$

де

$$B_2 = \min\left\{1{,}0;\ 9{,}45\frac{D}{l}\sqrt{\frac{D}{100k(s-c)}}\right\}. \qquad (7.37)$$

Коефіцієнт жорсткості обичайки k, підкріпленої кільцями жорсткості, слід визначати за формулою

$$k = \sqrt{\frac{10{,}9 I}{l_1 (s-c)^3}}. \qquad (7.38)$$

Допустимий зовнішній тиск, визначений з умов стійкості обичайки між кільцями жорсткості $[p]_2$ при значенні довжини $l = \max\left\{b;\ l_2 - \frac{t}{2}\right\}$, має відповідати тиску $[p]$, визначеному за формулою (7.5).

Замість тиску $[p]_П$, визначеного за формулою (7.5), допускається приймати тиск $[p]_2$, визначений за формулою (7.31) при значенні коефіцієнта $\varphi_т = 1{,}0$.

Після визначення розмірів кільця жорсткості для обичайки, за конструктивними міркуваннями, слід провести перевірку за п. 7.10.2.

Товщину стінки s або відстань b між кільцями жорсткості для заданого розрахункового тиску p слід визначати за допомогою номограми (див. рис. 7.4). При користуванні номограмою, наведеною на рис. 7.4, слід приймати $l = b$.

Розрахунковий ефективний момент інерції $I_р$ кільця жорсткості обчислюємо за формулою

$$I_р = \frac{0{,}1 p D^3 l_1}{E} \frac{n_y}{2{,}4} K_5. \qquad (7.39)$$

Коефіцієнт K_5 слід визначати за графіком, наведеним на рис. 7.9.

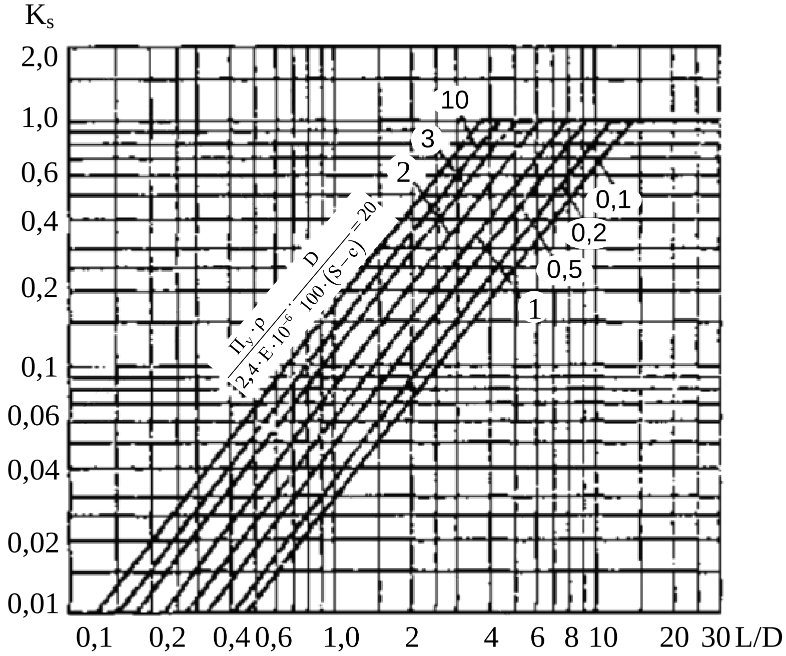


Рисунок 7.9 – Графік для визначення коефіцієнта K_5

Після визначення розрахункового ефективного моменту інерції методом послідовних наближень слід вибирати профіль кільця жорсткості з моментом інерції, що забезпечує виконання умови

$$I \geq I_p, \qquad (7.40)$$

де I_p – ефективний момент інерції розрахункового поперечного перерізу кільця жорсткості, визначений за формулою (7.39).

7.10.3 Обичайки з кільцями жорсткості, навантажені осьовим розтяжним або стискальним зусиллям, згинальним моментом або поперечним зусиллям

Допустимі навантаження слід розраховувати за розрахунковими формулами, наведеними в п. 7.5–7.8 при $l = b$. При визначенні зведеної розрахункової довжини $l_{зв.}$, згідно з табл. 7.1, замість l слід приймати загальну довжину L.

7.10.4 Обичайки з кільцями жорсткості, навантажені спільно діючими навантаженнями

Розрахунок слід проводити аналогічно розрахунку, наведеному в п. 7.9, а зовнішній допустимий тиск при цьому слід визначати за формулами (7.34–7.37).

8 ВУЗЛИ З’ЄДНАННЯ ОБОЛОНОК

Коли ми розглядали БТТО та отримані за її допомогою інженерні формули для розрахунку товщини стінки циліндричної оболонки, ми припустили, що оболонка, яка створює посудину або корпус апарата, працює самостійно, незалежно від інших пов’язаних із нею елементів (конічних та еліптичних днищ, фланців та ін.). Для інженерних розрахунків у багатьох випадках ці припущення є цілком прийнятними. Однак в деяких випадках таке спрощення може привести до зовсім невірних результатів. У реальних конструкціях посудин і апаратів краї оболонок практично завжди прикріплюються до інших оболонок (часто іншого профілю й товщини) або до відповідних деталей (фланців, трубних ґрат і ін.), кожна з яких заважає їм вільно деформуватися. У таких вузлах з’єднання виникають додаткові, так звані крайові, навантаження, які викликають місцеві напруження вигину в матеріалі елементів, що сполучаються.

Крайова сила P_0 і крайовий момент M_0 є реакціями заправляння краю оболонки, якому заважає вільно деформуватися з’єднувальна деталь з іншими можливостями для переміщень під дією зовнішніх навантажень.

Різні можливості для деформацій у з’єднувальних елементах є причиною появи крайових навантажень по контуру з’єднання. Це може бути викликано:

- закладенням краю оболонки (рис. 8.1 та 8.4, *б*);
- зміною геометричних розмірів (форми) оболонки при переході від одного перерізу до іншого (рис. 8.2 та 8.4, *в*, *г*);
- зміною навантаження при переході від одного перерізу до іншого (рис. 8.3);
- зміною властивостей матеріалу (модуля пружності, коефіцієнта лінійного розширення, коефіцієнта Пуассона та ін.) при переході від одного перерізу до іншого (рис. 8.4, *а*).

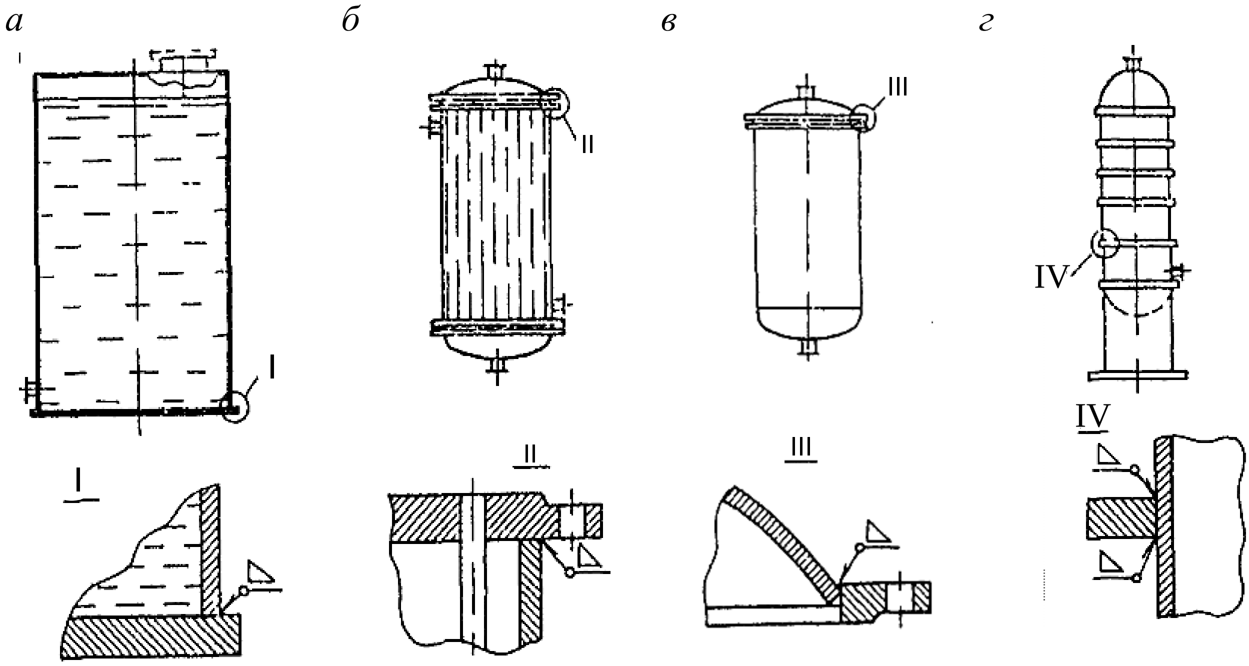


Рисунок 8.1 – Приклади з’єднання краю оболонки:
а – з товстим плоским днищем, яке не деформується; *б* – із трубними ґратами теплообмінника; *в* – із фланцем; *г* – з кільцем жорсткості

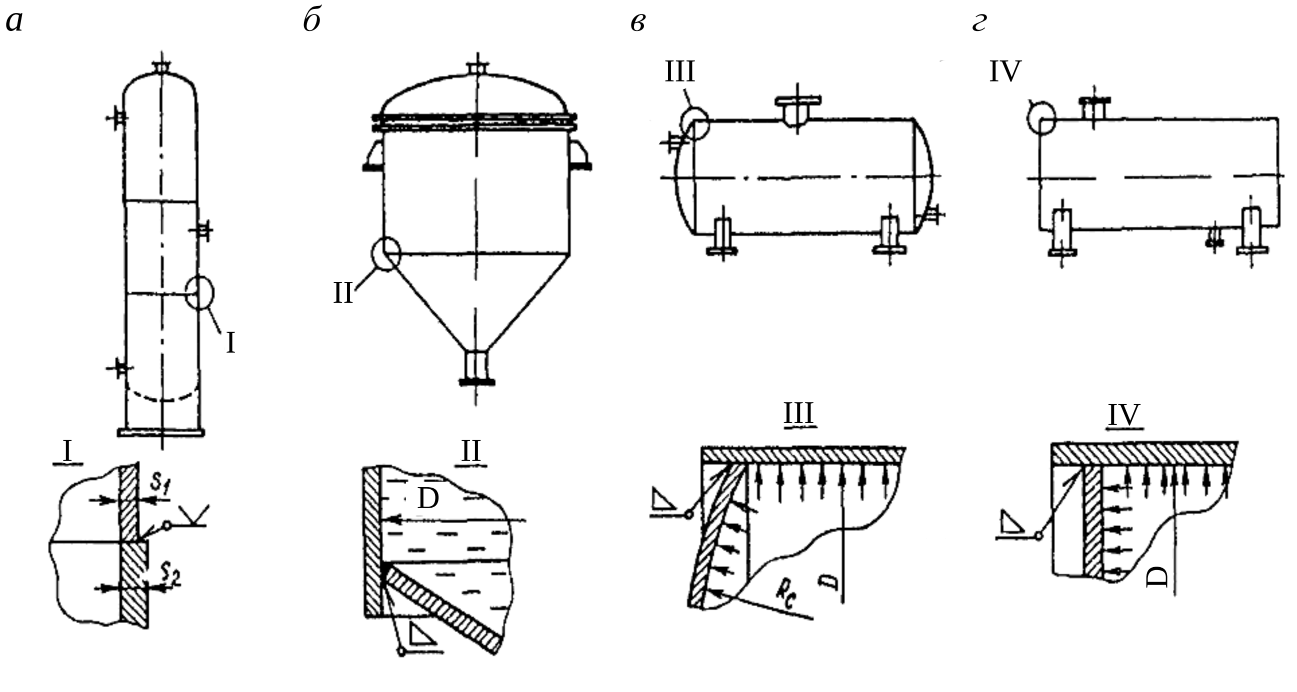


Рисунок 8.2 – Приклади зміни геометричних розмірів оболонок:
а – з’єднання циліндричних обичайок різної товщини; *б, в* – з’єднання обичайок однакової товщини різної форми; *г* – з’єднання оболонки із пластиною, що має однакову товщину

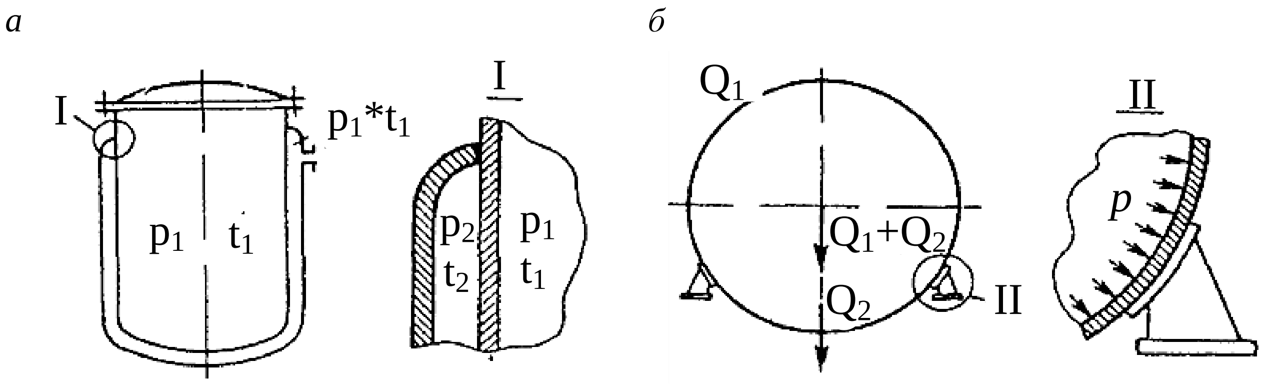


Рисунок 8.3 – Приклади зміни навантажень, що діють на оболонки:
а – з’єднання корпусу апарата з оболонкою; *б* – з’єднання оболонки з опорними пристроями

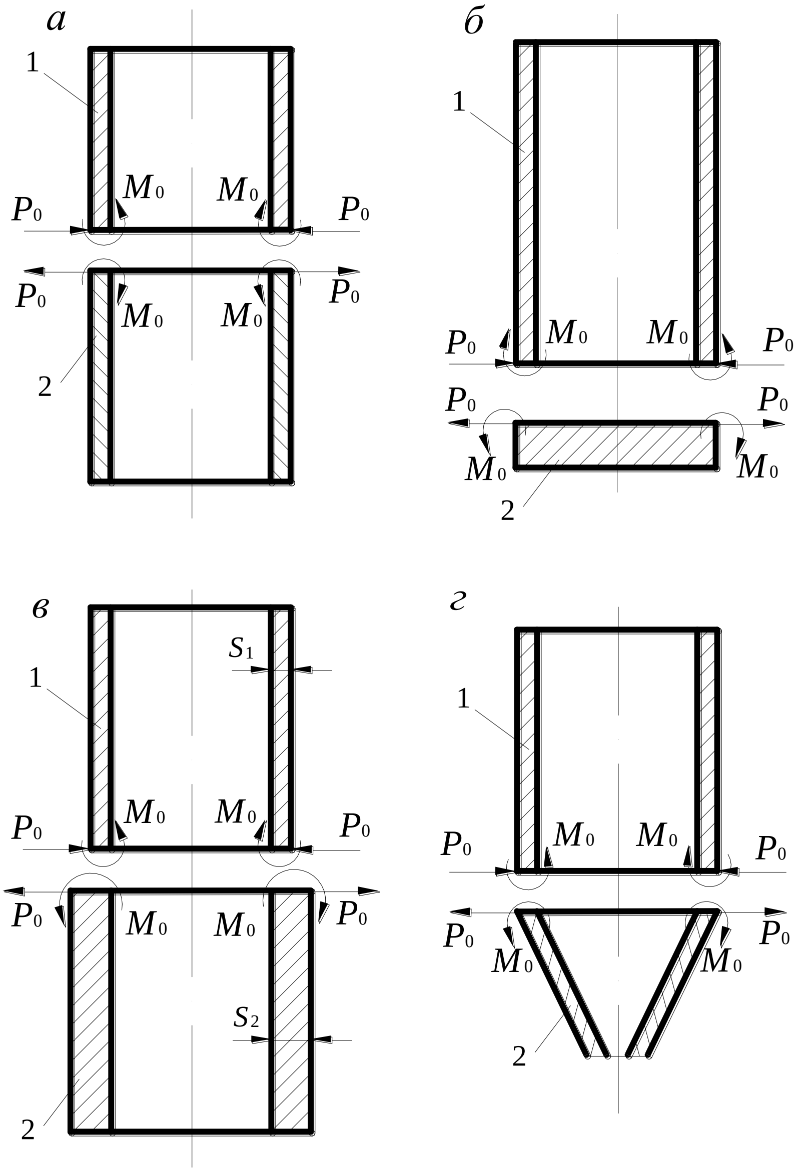


Рисунок 8.4 – Крайові сили і моменти (продовження):
в, *г* – зміна геометричних розмірів (форми) оболонки при переході від одного перерізу до іншого

Для визначення P_0 і M_0 складаються так звані рівняння сумісності радіальних і пружних деформацій. Сутність цих рівнянь полягає у тому, що для нормальної роботи посудини або апарата у вузлі з’єднання не повинно бути ніяких відносних переміщень деталей, що з’єднуються.

Інакше кажучи, необхідне виконання умов, коли суми радіальних і пружних деформацій краю однієї деталі від діючих зовнішніх та крайових навантажень дорівнюють відповідним сумам радіальних і кутових деформацій краю іншої деталі від діючих на неї активних та реактивних навантажень.

Для зручності розуміння й наочності складемо ці рівняння для випадку – вузла з’єднання сферичної й циліндричної оболонок (рис. 8.5, *а*), що перебувають під дією внутрішнього тиску.

Подумки розсічемо вузол площиною, нормальною до осі симетрії оболонок, так, що утворена внаслідок цього основна (статично визначена) система представляється поєднанням двох оболонок (рис. 8.5, *б*). До оболонок прикладається задане зовнішнє навантаження (внутрішній тиск p), розпірна сила P, що діє на край сферичної оболонки, а також шукані невідомі крайові навантаження P_0 і M_0.

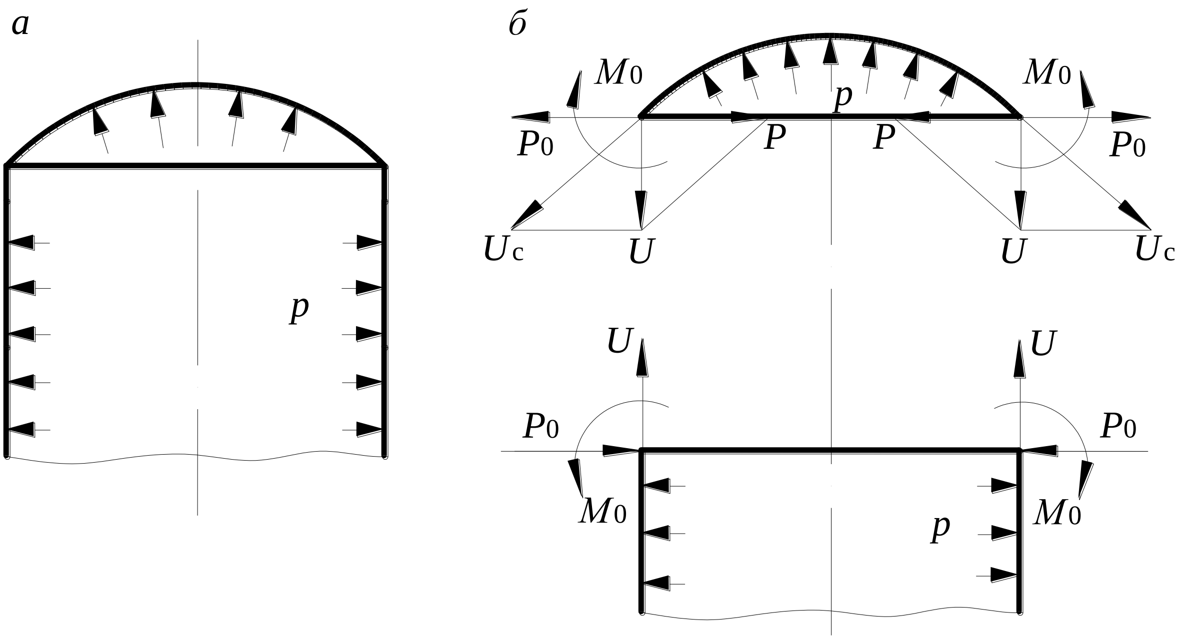


Рисунок 8.5 – Схема для визначення крайових сил і моментів:
а – з’єднання сферичної й циліндричної оболонок; *б* – розрахункова схема, де U і U_c – меридіональні зусилля відповідно циліндричної й сферичної оболонок

Прийнявши для краю оболонки позитивними радіальні переміщення Δ у напрямку від її осі, а кутові переміщення θ у напрямку за годинниковою

стрілкою, одержимо з урахуванням цього правила знаків для правої частини оболонок (див. рис. 8.5, *б*) рівняння сумісності радіальних і кутових деформацій:

$$\left.\begin{aligned} &\Delta_p^{ц} - \Delta_{P_0}^{ц} + \Delta_{M_0}^{ц} = \Delta_p^{с} + \Delta_{(P_0-P)}^{с} + \Delta_{M_0}^{с};\\ &\theta_p^{ц} - \theta_{P_0}^{ц} + \theta_{M_0}^{ц} = -\theta_p^{с} - \theta_{(P_0-P)}^{с} - \theta_{M_0}^{с}, \end{aligned}\right\} \quad (8.1)$$

де $\Delta_p^{ц}$, $\Delta_{P_0}^{ц}$, $\Delta_{M_0}^{ц}$, $\theta_p^{ц}$, $\theta_{P_0}^{ц}$, $\theta_{M_0}^{ц}$ – відповідно радіальні й кутові деформації краю циліндричної обичайки під дією навантажень p, P_0 і M_0; $\Delta_p^{с}$, $\Delta_{(P_0-P)}^{с}$, $\Delta_{M_0}^{с}$, $\theta_p^{с}$, $\theta_{(P_0-P)}^{с}$, $\theta_{M_0}^{с}$ – відповідно радіальні й кутові деформації сферичної оболонки під дією навантажень p, P, P_0 і M_0.

У випадку, якщо навантажена циліндрична оболонка жорстко затиснена в деталі, що не деформується (наприклад, у фланці великої товщини), то ці рівняння спрощуються та з урахуванням того ж правила знаків набувають вигляду:

$$\Delta_p^{ц} - \Delta_{P_0}^{ц} + \Delta_{M_0}^{ц} = 0; \quad (8.2)$$

$$\theta_p^{ц} - \theta_{P_0}^{ц} + \theta_{M_0}^{ц} = 0. \quad (8.3)$$

Якщо ж оболонка шарнірно з’єднується з деталлю, яка не деформується (наприклад, переліжне з’єднання), то $M_0 = 0$. Тоді необхідність у складанні другого рівняння (8.3) відпадає, й для знаходження P_0 достатньо одного рівняння (8.2), що набуває вигляду

$$\Delta_p^{ц} - \Delta_{P_0}^{ц} = 0. \quad (8.4)$$

Деформація, а отже, і напруги вигину від дії крайових навантажень носять локальний характер і мають істотну величину лише в околі безпосередньої дії навантажень.

Перерізи обичайок, що відстоять від краю на відстані $x \geq \pi/(2{,}5\beta)$, можна вважати практично нескінченно вилученими від нього, і дією P_0 і M_0 на ці перерізи можна знехтувати. Коефіцієнт β називається коефіцієнтом загасання деформацій уздовж оболонки, що утвориться. Він визначається за формулами, наведеними у додат. Д, табл. Д.1.

Вирази для обчислення переміщень (Δ, θ), зусиль (U, T, P), моментів (M_m, M_t, M_r) і напруг на краю циліндричних, сферичних, конічних та еліптичних

оболонок також наведено у додат. Д, табл. Д.1, а переміщень на краю плоских днищ (кришок) – у додат. Д, табл. Д.2.

Запишемо напруги, які виникають на зовнішній і внутрішній поверхнях краю оболонки*:

– меридіональні

$$\sigma_{m0} = \frac{\sum U}{s-c} \pm 6\frac{\sum M_m}{(s-c)^2} \tag{8.5}$$

*При напрямку дії навантажень, протилежному зазначеному у додатку Д, табл. Д.1 та Д.2, знак перед Δ, θ і σ у формулах (8.5) і (8.6) варто змінити на протилежний.

або $$\sigma_{m0} = \sigma_{m0}^{p} + \sigma_{m0}^{(P_0-P)} + \sigma_{m0}^{M_0};$$

– кільцеві

$$\sigma_{t0} = \frac{\sum T}{s-c} \pm 6\frac{\sum M_t}{(s-c)^2} \tag{8.6}$$

або $$\sigma_{t0} = \sigma_{t0}^{p} + \sigma_{t0}^{(P_0-P)} + \sigma_{t0}^{M_0};$$

– максимальні

$$\sigma_{\max} = \max\{\sigma_{m0};\ \sigma_{t0}\}, \tag{8.7}$$

де $\sum U$, $\sum T$ – відповідно сума меридіональних і сума тангенціальних (кільцевих) зусиль, що виникають на краю обичайки від дії тиску *p*, крайової P_0 і розпірної *P* сил і крайового моменту M_0;

$\sum M_m$, $\sum M_t$ – відповідно сума меридіональних і сума тангенціальних (кільцевих) моментів, що виникають на краю обичайки від дії навантажень *p*, $(P_0 - P)$ і M_0; σ_{m0}^{p}, $\sigma_{m0}^{(P_0-P)}$, $\sigma_{m0}^{M_0}$ – меридіональні напруги, що виникають на краю обичайки від дії відповідно навантажень *p*, $(P_0 - P)$ і M_0; σ_{t0}^{p}, $\sigma_{t0}^{(P_0-P)}$, $\sigma_{t0}^{M_0}$ – тангенціальні (кільцеві) напруги, що виникають на краю обичайки від дії відповідно навантажень *p*, $(P_0 - P)$ і M_0.

Напруги, що виникають на зовнішній і внутрішній поверхнях краю плоского круглого днища (кришки):

– радіальні

$$\sigma_{r\text{п}} = \frac{\sum P}{s_{\text{п}}-c} \pm 6\frac{\sum M_r}{(s_{\text{п}}-c)^2}; \tag{8.8}$$

– кільцеві

$$\sigma_{t\text{п}} = \frac{\sum T}{s_\text{п} - c} \pm 6\frac{\sum M_t}{\left(s_\text{п} - c\right)^2}; \tag{8.9}$$

– максимальні

$$\sigma_{\max} = \max\left\{\sigma_{r\text{п}};\ \sigma_{t\text{п}}\right\}, \tag{8.10}$$

де $\sum P$, $\sum T$ – відповідно сума радіальних і сума кільцевих зусиль, що діють по контуру плоского круглого днища від навантажень p, P_0 і M_0; $\sum M_r$, $\sum M_t$ – відповідно сума радіальних і сума кільцевих моментів, що діють по контуру плоского круглого днища від навантажень p, P_0 і M_0.

Для вузла з'єднання оболонок або обичайки із плоским днищем (кришкою) повинна виконуватися така умова:

$$\sigma_{\max} \le \varphi[\sigma]_\text{кр}, \tag{8.11}$$

де φ – коефіцієнт міцності зварних швів; $[\sigma]_\text{кр}$ – допустима напруга в крайовій зоні.

Для пластичних матеріалів за наявності статичного навантаження у випадку переваги напруг вигину дозволяється збільшувати допустиму напругу для крайових зон на 30 % порівняно зі звичайною:

$$[\sigma]_\text{кр} = 1{,}3[\sigma].$$

Таке збільшення $[\sigma]_\text{кр}$ пов'язане з локальним характером крайових напруг, які приводять до утворення по лінії перекручування пластичного шарніра, що виключає руйнування вузла з'єднання.

У тих випадках, коли матеріал крихкий або є крихке покриття, а також коли навантаження у вузлі з'єднання є циклічними, допустимі напруги для крайових зон збільшувати не слід, тобто їх приймають за звичайними правилами $[\sigma]_\text{кр} = [\sigma]$.

9 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ ТА ОСНОВНІ ВИМОГИ ДО ДНИЩ

9.1 Основні положення і конструкції днищ

Одним з основних елементів посудин та апаратів є днища і кришки. Циліндричні суцільнозварні корпуси як горизонтальних, так і вертикальних апаратів, як правило, з обох сторін обмежуються днищами або кришками, які можуть бути знімними і не знімними. Геометрична форма кришок і днищ апаратів залежить від їх призначення, виду навантаження та способу виготовлення. Як правило, днища або кришки виготовляються з того ж матеріалу, що і корпуси апаратів, до яких вони приєднуються. У зварній і паяній апаратурі днища зазвичай приварюють або припаюють до обичайки. В кованій і литий апаратурі з пластичних матеріалів вони являють собою одне ціле з обичайкою, або також зварюються з нею, а в литій апаратурі, виконаній із крихких матеріалів, днища завжди виконуються заодно з обичайкою.

Днищем будемо називати деталь посудини або апарата, яка обмежує корпус знизу, зверху або з боків і нераз’ємно з’єднана з обичайкою або з аналогічним елементом корпусу, що становлять з ним одне ціле. Залежно від форми (рис. 9.1) розрізняють наступні основні види днищ зварних сталевих апаратів:

- еліптичні;
- напівсферичні;
- тороїдальні;
- конічні;
- плоскі.

Стандартні еліптичні і півсферичні днища, як правило, відбортовані на циліндр, а конічні і плоскі днища бувають з відбортовуванням і без нього. На практиці іноді зустрічаються так звані коробові днища, які являють собою частину сфери з краями, відбортованими на циліндр (рис. 9.1, *к*).

Конструктивно днище описано дугами двох радіусів – радіусом сфери R і радіусом торового переходу r. Необхідно враховувати, що в зоні переходу виникають значні напруження вигину тим більші, чим менший радіус переходу r і чим менше відношення R/r. За зоною переходу у коробових днищ обов’язково є циліндрична частина довжиною не менше 50 мм, яка зроблена для того, щоб вивести зварний шов за межі перехідної зони і не навантажувати його додатково на вигин.

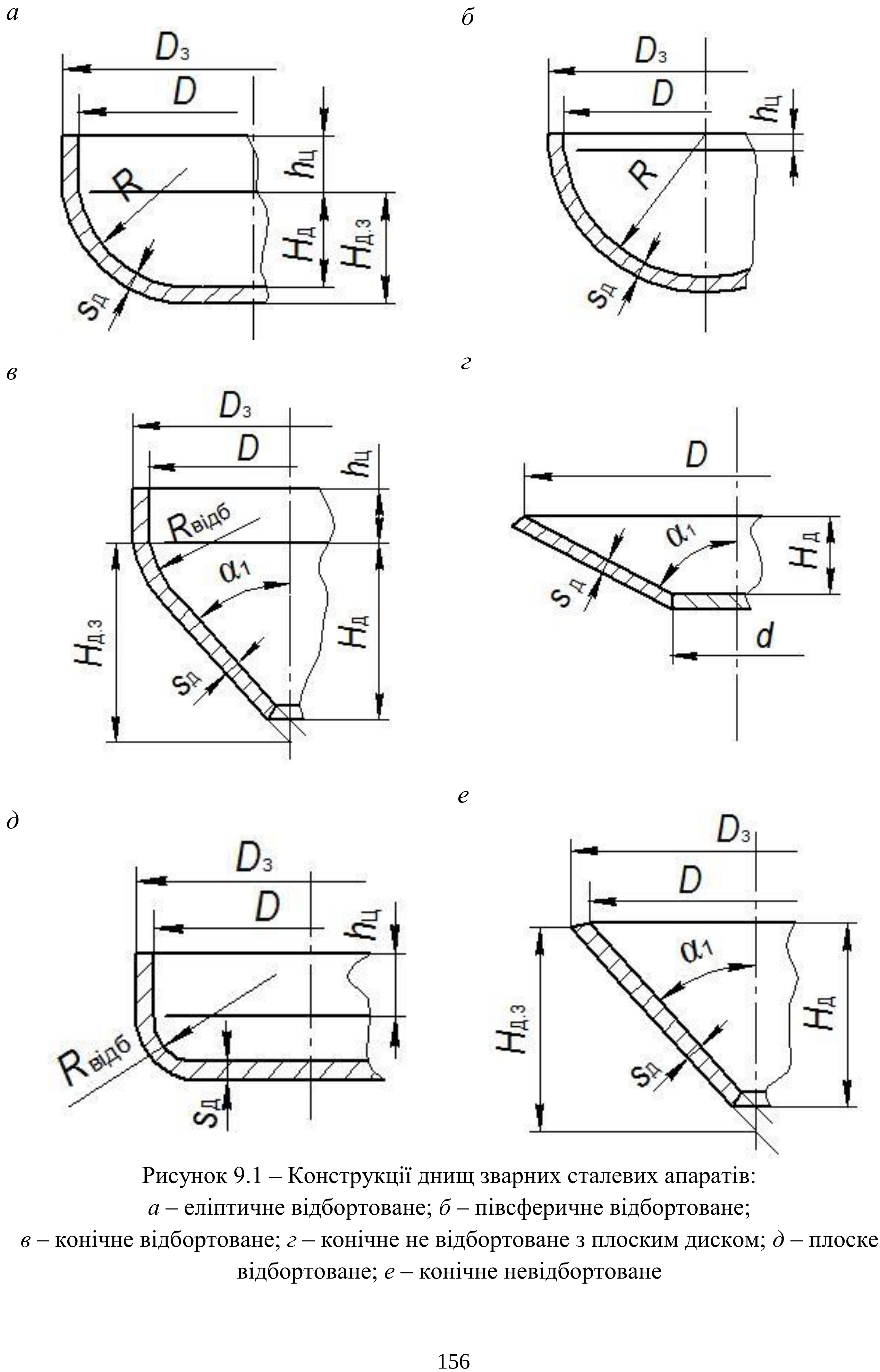
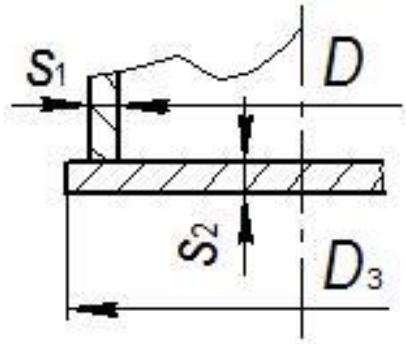
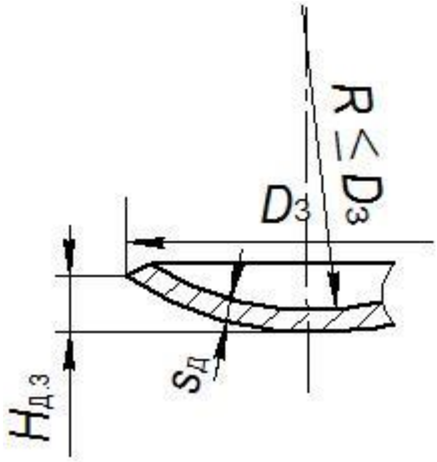


Рисунок 9.1 – Конструкції днищ зварних сталевих апаратів:
а – еліптичне відбортоване; *б* – півсферичне відбортоване;
в – конічне відбортоване; *г* – конічне не відбортоване з плоским диском; *д* – плоске відбортоване; *е* – конічне невідбортоване

ж



и



к

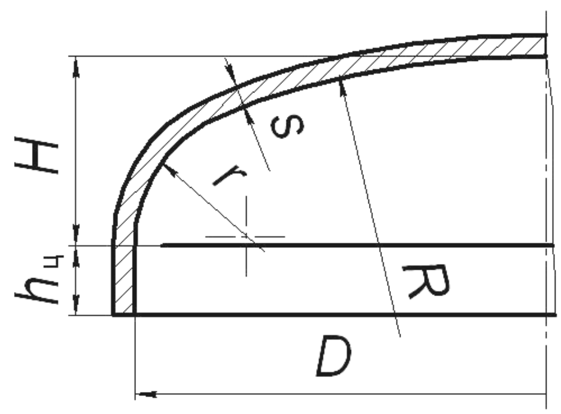


Рисунок 9.1 – Конструкції днищ зварних сталевих апаратів (продовження):
ж – плоске невідбортоване; *и* – сферичне невідбортоване;
к – тороїдальне (коробове) днище

У всіх випадках, коли корпус апарата або посудини, до якого кріпиться днище, виготовляється методом вальцювання, то за базовий розмір беруть внутрішній діаметр *D*, а якщо корпус виготовлений з труби, то за базовий розмір беруть зовнішній діаметр $D_З$.

9.2 Деякі вимоги, що ставляться до днищ

При виготовленні посудин, днищ і інших елементів корпусів апаратів в основному застосовуються: зварювання, вальцювання, фланжирування і штампування.

Посудини, підвідомчі Держпраці, та їх елементи з вуглецевих і низьколегованих марганцевих сталей, які виготовлені із застосуванням зварювання, штампування або вальцювання, підлягають обов’язковій термообробці, якщо:

1) товщина стінки циліндричного або конічного елемента днища, фланця або патрубка посудини в місці їх зварного з'єднання більше 36 мм для вуглецевих сталей і більше 30 мм для низьколегованих манганових і силіцій-манганових сталей;

2) товщина стінки s циліндричних або конічних елементів посудини (патрубка), виготовлених із сталі вальцюванням (штампуванням), перевищує величину, обчислену за формулою $s = 0{,}009(D + 1200)$, де D – мінімальний внутрішній діаметр, мм;

3) відношення номінальної товщини стінки до номінального внутрішнього радіуса обичайки або до меншого радіуса кривизни днища перевищує 0,05 при температурі експлуатації вище 0 °С і 0,02 при температурі експлуатації нижче 0 °С;

4) вони призначені для експлуатації в середовищах, які можуть викликати корозійне розтріскування;

5) днища, незалежно від товщини стінки, які виготовлені холодним штампуванням, витяжкою або холодним фланжируванням;

6) днища та інші елементи штампуються (вальцюються) «в гарячу» із закінченням штампування (вальцювання) при температурі не нижче 700 °С.

Посудини та їх елементи із низьколегованої сталі, хроммолібденової, хроммолібденованадієвого типу, мартенситного класу і двошарових з основним шаром із сталей цього типу і класу, виготовлені із застосуванням зварювання, повинні бути термооброблені незалежно від діаметра і товщини стінки.

Днища апаратів та їх елементів, які виконані з корозійностійких сталей аустенітного класу методом холодної штамповки або холодним фланжируванням, повинні піддаватися термічній обробці (аустенізації або стабілізуючому відпалу), якщо вони призначені для роботи в середовищах, які викликають корозійне розтріскування. В інших випадках термообробку допускається не проводити, якщо відносне подовження при розтягуванні у вихідному стані металу не менше 30 % при ступені деформації в холодному стані не більше 15 %.

У технологічному апаратобудуванні хімічної та харчової промисловості в здебільшого використовуються наступні типи днищ:

- еліптичні з відбортовуванням на циліндр і з відношенням висоти опуклої частини до внутрішнього діаметра $H/D \geq 0{,}2$;
- напівсферичні (напівшарові);
- сферичні невідбортовані;

- торосферичні;
- конічні відбортовані та невідбортовані;
- плоскі відбортовані та невідбортовані.

Еліптичні днища виготовляються переважно штампуванням у гарячому або холодному стані залежно від товщини стінки і марки сталі.

Допустима конусність відбортованої циліндричної частини еліптичного днища залежно від товщини стінки s, мм:

Товщина	до 20	20–26	28–34	понад 36
Конусність	4	5	6	8

Допустимі відхилення основних розмірів еліптичних днищ наведено в таблиці 9.1.

Таблиця 9.1 – Допустимі відхилення основних розмірів еліптичних відбортованих днищ у міліметрах

D	ΔD		ΔH	Увігнутості й опуклості	Торцеве биття
	$s_д < 22$	$s_д > 22$			
до 720	± 2	± 3	± 4	2	2
800–1300	± 3	± 4	± 6	3	3
1400–1700	± 4	± 5	± 8	4	4
1800–2500	± 5	± 6	± 12	4	5
2600–3000	± 6	± 7	± 16	4	8
3200–3400	± 6	± 7	± 20	4	10
3600–4000	± 8	± 8	± 20	4	10

Відхилення від еліптичної форми в будь-якому діаметральному перерізі залежить від діаметра днища, мм:

Діаметр днища	до 529	550–1400	1600–2200	2400–2800	понад 3000
Відхилення ΔR	+2; –5	+4; –10	+8; –18	+10; –28	+14; –38

Відхилення діаметрів циліндричної частини відбортованих еліптичних, конічних і плоских днищ, а також напівсферичного днища визначають виходячи з умов допустимого зміщення кромок при з’єднанні з корпусом при $a \leq 1{,}0$ %.

Спільне відведення кромок у поздовжніх і кільцевих швів днищ, що складаються з декількох частин, може становити 0,1s + 3 мм, але не більше 5 мм. Конічні відбортовані і невідбортовані днища й переходи виготовляються вальцюванням плоских розгорток з подальшим відбортовуванням. Розгортки можуть складатися з однієї або декількох частин, зварених між собою у стик згідно з рис. 9.2. При цьому великогабаритні днища, згідно з розрахунком їх на міцність, можуть виконуватися з листів різної товщини при дотриманні правил зварювання.

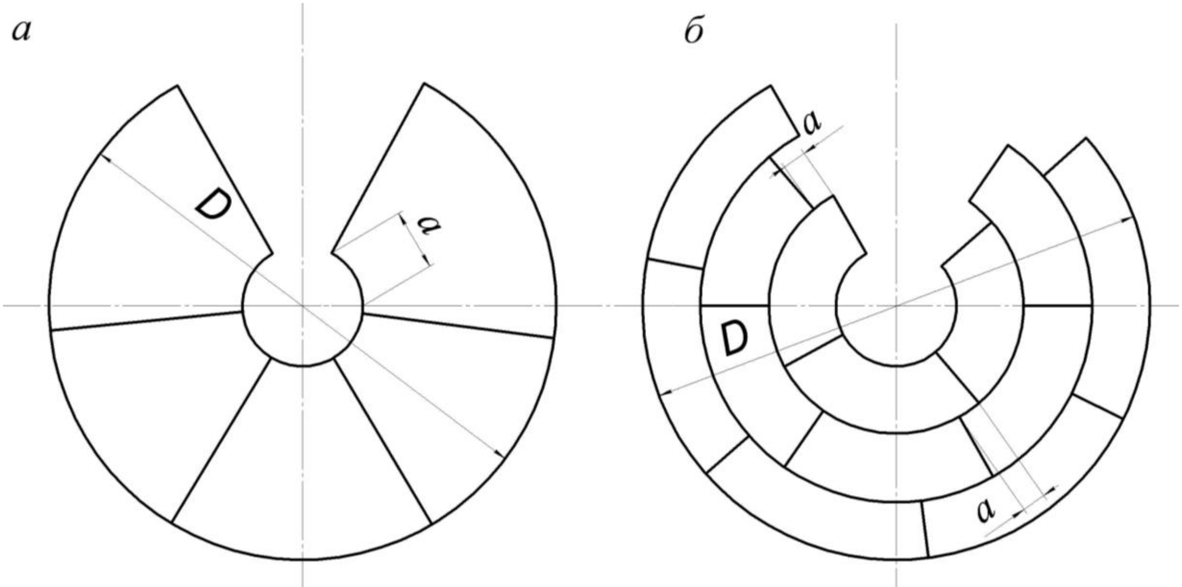


Рисунок 9.2 – Розташування зварних стиків у плоских заготовках-розгортках конічних днищ, виготовлених з окремих частин: *а* – при *s* = const та довжині листів більше 0,5*D*; *б* – при *s* = const та довжині листів до 0,5*D*

Поздовжні шви суміжних поясів у складених конічних днищах і меридіональні шви у напівсферичних днищах повинні бути зміщені відносно один одного (розмір *а* на рис. 9.2), а відхилення будь-якого поздовжнього шва від твірної конуса допускається не більше ніж на 15 мм на 1 м висоти конуса. Для апаратів, не підвідомчих Держпраці, зазначені шви допускається не зміщувати, якщо вони виконуються автоматичним зварюванням і зазнають 100 %-го рентгеноконтролю.

Розміри еліптичних відбортованих сталевих днищ із зовнішніми і внутрішніми базовими діаметрами наведено у додатку Є, табл. Є.1–Є.2, конічних відбортованих сталевих днищ із зовнішніми і внутрішніми базовими діаметрами у табл. Є.3–Є.4, конічних невідбортованих сталевих днищ із

зовнішніми і внутрішніми базовими діаметрами у табл. Є.5–Є.7, сферичних невідбортованих у табл. Є.8, плоских сталевих відбортованих і не відбортованих днищ у табл. Є.9–Є.10.

Оскільки з'єднання днища з корпусом є одним з основних і відповідальних вузлів у апаратах та посудинах хімічної та харчової промисловості, то з'єднання напівсферичних, відбортованих еліптичних, конічних і плоских днищ з циліндричною обичайкою проводиться тільки у стик.

При розташуванні отворів у випуклих днищах, за винятком еліптичних, повинні дотримуватися такі умови.

При $s_д$ < 10 мм $l \geq 0{,}1D_з$, при $s_д \geq$ 10 мм $l \geq 0{,}09D + s_д$, де l – розмір проекції твірної по зовнішній поверхні днища; $D_з$, D – відповідно зовнішній і внутрішній діаметри днища; $s_д$ – товщина стінки днища (рис. 9.3).

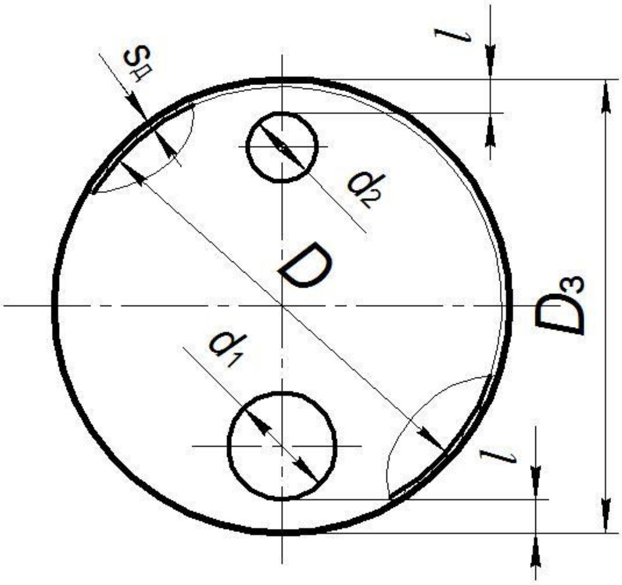


Рисунок 9.3 – Розташування отворів в опуклих днищах

За необхідності допускається розташування отворів на відбортованій частині опуклого днища в зоні $l < 0{,}1D_з$ за умови підтвердження міцності спеціальним розрахунком, погодженим головною організацією галузі або відповідними даними тензометричних вимірювань. Допускається отвори забезпечувати загальною зміцнювальною накладкою, відповідно з розрахунком на міцність, наведеним у ГОСТ 24755-89.

З усього викладеного вище видно, наскільки важливим вузлом практично будь-якого ємнісного обладнання є днища та кришки і особливо місця їх приєднання. Тому з багаторічного досвіду роботи вироблено наступні рекомендації з конструювання цих відповідальних місць:

1. Зварні шви повинні бути винесені із зони дії згинальних напружень. Відстань між швом і початком переходу береться не менше 50 мм, а для листів

товщиною 16 мм і більше – не менше потроєної товщини стінки, що з’єднуються.

2. Конструкція зварного з’єднання повинна бути такою, щоб при навантаженні апарата тиском у швах не виникали додаткові згинальні напруги. Приварка днища без переходу або приварювання днища внапуск не допускається, тому що у зварних швах обов’язково виникнуть додаткові напруги вигину.

3. У тих випадках, коли днище, за розрахунком на міцність, виходить товщим за обичайку (рис. 9.4), потрібно механічною обробкою довести товщину циліндричної частини днища до товщини обичайки. Теоретично найкращою буде конструкція, в якій відбортовування днища оброблено з двох сторін для того, щоб серединні поверхні, що з’єднуються, збіглися і не виникало додаткового моменту (рис. 9.4 *а*). Як правило, на практиці обробку роблять тільки з однієї, зазвичай внутрішньої сторони (рис. 9.4, *б*), що декілька здешевлює обробку і викликає появу лише невеликих додаткових напружень. Кут скосу, одержуваного механічною обробкою, робиться рівним 1 : 4. З’єднання за варіантом, наданим на рис. 9.4, *в*, не допускається.

4. Шви, що з’єднують обичайки з днищами і кришками, виконуються з підваркою кореня шва з внутрішньої сторони або, якщо це неможливо, з підкладним кільцем.

5. Радіус кривизни перехідної частини (відбортовування) при будь-якій формі днища у жодному разі не слід робити менше 0,1 радіуса обичайки R. Краще його робити $R_{\text{відб}} \geq (0,15 \div 0,2)\, R$.

6. Перехідні зони, навантажені згинальними моментами, небажано навантажувати додатковими зусиллями, наприклад, власною вагою апарата, розташовуючи на перехідній частині лапи або опори. Не рекомендується також послаблювати місця переходу отворами. Бажано, щоб шви і перехідні зони апаратів не зазнавати прямої дії вогню або димових газів із температурою вище 700 °С.

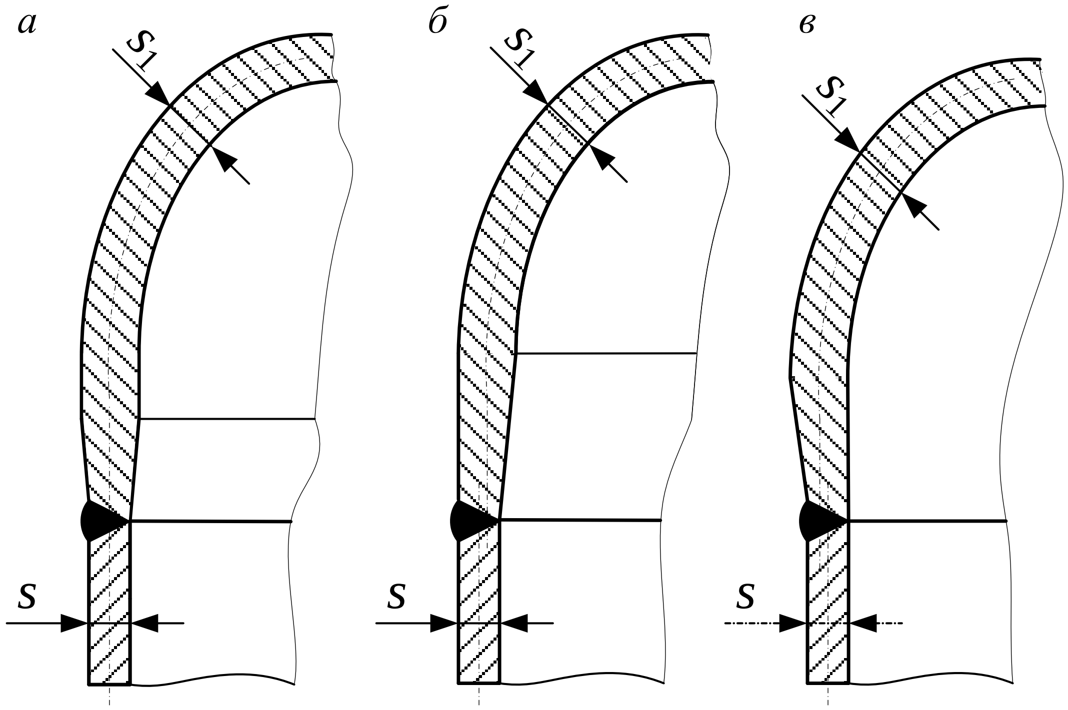


Рисунок 9.4 – Варіанти обробки днищ перед зваркою:
а – правильно; *б* – допустимо; *в* – недопустимо

9.3 Розрахунок на міцність днищ

9.3.1 Опуклі днища

До опуклих днищ відносять еліптичні, півсферичні, сферичні невідбортовані і тороїдальні (торосферичні) днища.

На рис. 9.5 наведені розрахункові схеми еліптичних, напівсферичних і торосферичних днищ, проте вони не визначають конструкцію днища і наведені тільки для вказівки необхідних розрахункових розмірів.

Розрахункові формули застосовні при виконанні наступних умов:

▪ для еліптичних днищ

$$0,002 \le \frac{s_1 - c}{D} \le 0,10,$$

$$0,2 \le \frac{H}{D} \le 0,5;$$

▪ для торосферичних днищ

$$0,002 \le \frac{s_1 - c}{D} \le 0,10.$$

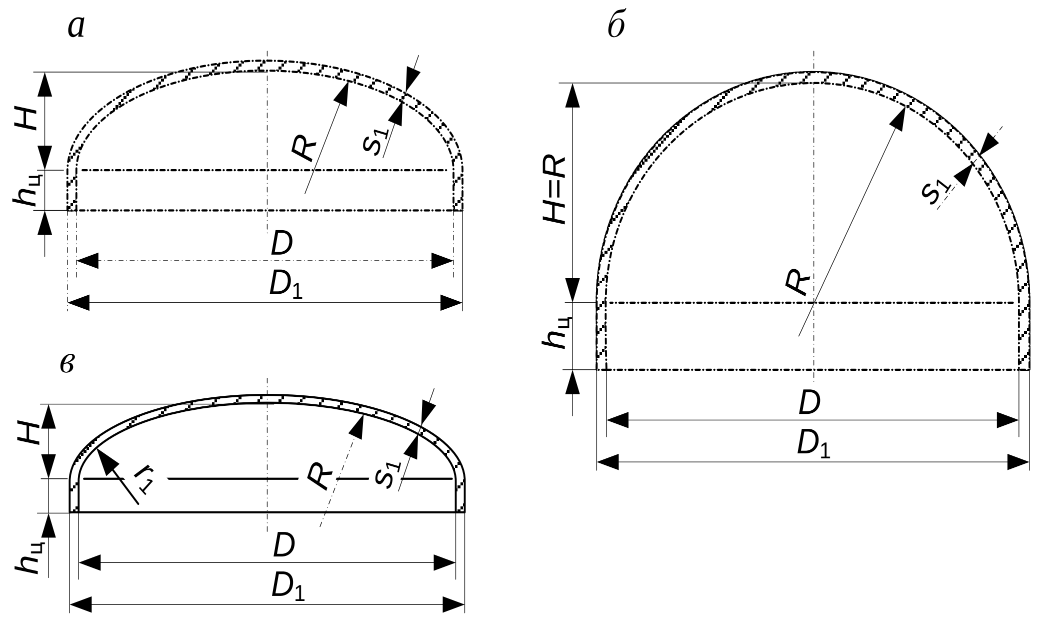


Рисунок 9.5 – Опуклі днища:
а – еліптичне днище; *б* – півсферичне днище; *в* – торосферичне днище

Розрахункові формули, наведені в пп. 9.3.2 і 9.3.4, застосовні за умови, якщо розрахункові температури не перевищують значень, при яких враховується повзучість матеріалів, тобто при таких температурах, коли допустима напруга визначається тільки за границею текучості або тимчасового опору (границі міцності). Якщо немає точних даних, то допускається формули застосовувати за умови, що розрахункова температура стінки днища з вуглецевої сталі не перевищує 380 °C, з низьколегованої – 420 °C, а з аустенітної – 525 °C.

Формули для не відбортованих днищ і кришок застосовують за умови виконання кутових зварних швів з двостороннім суцільним проваром.

9.3.2 Еліптичні і напівсферичні днища

9.3.2.1 Умови застосування еліптичних днищ

Найбільш поширеною формою днищ у зварних технологічних апаратах, особливо підвідомчих Держпраці, є еліптична форма з відбортовкою на циліндр (див. рис. 9.1, *а,* 9.5, *а*). Для технологічного обладнання застосовують днища, виготовлені згідно з ГОСТ 6533–78.

Раціональна форма цих днищ у циліндричних апаратах, з точки зору сприйняття тиску, і пояснює їх широке застосування в апаратобудуванні. Міцнісні переваги пояснюються тим, що розподіл напружень у них більш

рівномірний, внаслідок постійної і безперервної зміни радіусів кривизни від центра до краю.

Найчастіше еліптичні днища виготовляються гарячим штампуванням, відбортованими на циліндр, згідно відповідними стандартами і нормалями, і, крім того, витяжкою на пресах без стоншення стінки. Такі днища рекомендується використовувати в зварних і паяних циліндричних апаратах горизонтального виконання незалежно від тиску, у вертикальних апаратах під зовнішнім тиском або при вакуумі та під внутрішнім надлишковим тиском понад 0,07 МПа.

9.3.2.2 Умови застосовності напівсферичних днищ

Напівсферичні днища (напівшарові), виконані у вигляді пів-сфери (див. рис. 9.5, *б*), найбільш вигідні щодо використання матеріалу. Вони виготовляються з декількох частин зварними (з центрального сферичного сегмента і кульового поясу, складеного з декількох шматків, виконаних у вигляді штампованих пелюсток). Діаметр сегмента і частини кульового поясу вибираються з раціонального розкрою листа. Напівсферичні днища, відповідно до мембранної теорії, хоча і виходять за розрахунком більш тонкими, ніж стінки циліндричної обичайки, але трудомісткі у виготовленні, обходяться дорожче штампованих днищ і, крім того, значно збільшують довжину (висоту) апарата.

Напівсферичні днища доцільно застосовувати у великогабаритних апаратах, підвідомчих Держпраці, які мають $D > 4$ м і працюють при надлишковому внутрішньому тиску понад 0,07 МПа. Згідно з ГОСТ 25221–82, напівсферичні сталеві днища виготовляються діаметром від 3,6 до 12 м з товщиною стінок від 10 до 36 мм.

9.3.2.3 Розрахунок товщини стінки еліптичних і півсферичних днищ, навантажених внутрішнім надлишковим тиском

Розрахункові формули застосовуються при умовах:

$$0{,}002 \le \frac{s_1 - c}{D} \le 0{,}10\,;$$

$$0{,}2 \le \frac{H}{D} \le 0{,}5\,.$$

Розрахункова товщина стінки визначається за формулою

$$s_{1р} \geq \frac{pR}{2[\sigma]\varphi - 0{,}5p}. \tag{9.1}$$

Радіус кривизни у вершині днища дорівнює

$$R = \frac{D^2}{2H}, \tag{9.2}$$

де $R = D$ – для еліптичних днищ з $H = 0{,}25D$; $R = 0{,}5D$ – для півсферичних днищ з $H = 0{,}5D$.

Для днищ, виготовлених із цільного листа або однієї заготовки, коефіцієнт $\varphi = 1$. Для днищ, виготовлених із декількох заготовок, коефіцієнт φ слід визначати відповідно з урахуванням виду зварного шва і частки його контролю (додат. В, табл. В.1).

Виконавчу товщину стінки s_1 слід розраховувати за формулою

$$s_1 \geq s_{1р} + c. \tag{9.3}$$

Конструктивна прибавка c визначається аналогічно, як і при визначенні товщини стінки циліндричної обичайки.

Отриману товщину стінки днища необхідно збільшити до найближчої стандартної товщини листа.

Якщо довжина циліндричної відбортованої частини днища становить $h_ц > 0{,}8\sqrt{D(s_1 - c)}$ – для еліптичного днища або $h_ц > 0{,}3\sqrt{D(s_1 - c)}$ – для півсферичного днища, то товщина днища повинна бути не менше товщини стінки обичайки, розрахованої при $\varphi = 1$ і навантаженої внутрішнім надлишковим тиском.

Допустимий внутрішній надлишковий тиск слід розраховувати за формулою

$$[p] = \frac{2[\sigma](s_1 - c)}{R + 0{,}5(s_1 - c)}, \tag{9.4}$$

де s_1 – прийнята товщина стінки днища.

Умова міцності перевіряється з нерівності

$$p \leq p. \tag{9.5}$$

9.3.2.4 Розрахунок товщини стінки еліптичних і півсферичних днищ, навантажених зовнішнім тиском

Розрахункова товщина стінки днища наближено визначається за формулою

$$s_{1\text{р}} = \max\left\{ \frac{K_\text{E} R}{510}\sqrt{\frac{n_y p}{E \cdot 10^{-6}}};\quad \frac{pR}{2[\sigma]} \right\}. \tag{9.6}$$

Для попереднього розрахунку коефіцієнт приведення радіуса кривизни еліптичного днища K_E приймають рівним 0,9 для еліптичних днищ та 1,0 – для півсферичних днищ. Виконавчу товщину стінки s_1 слід розраховувати за формулою

$$s_1 \geq s_{1\text{р}} + c. \tag{9.7}$$

Отриману товщину стінки днища s_1 необхідно збільшити до стандартної товщини листа, з якого виготовляється днище (додат. Г, табл. Г.1). Потім перевіряємо умову міцності від дії лише зовнішнього тиску: $p \leq [p]$.

Допустимий зовнішній тиск $[p]$ слід розраховувати за формулою

$$[p] = \frac{[p]_\Pi}{\sqrt{1 + \frac{[p]_\Pi}{[p]_E}}}, \tag{9.8}$$

де $[p]_\Pi$ – допустимий тиск з умови міцності

$$[p]_\Pi = \frac{2[\sigma](s_1 - c)}{R + 0{,}5(s_1 - c)}, \tag{9.9}$$

а $[p]_E$ – допустимий тиск з умови стійкості в межах пружності

$$[p]_E = \frac{26 \cdot 10^{-6} E}{n_y}\left[\frac{100(s_1 - c)}{K_\text{E} R}\right]^2, \tag{9.10}$$

де коефіцієнт $K_\text{E} = f\left\{ D/(s_1 - c);\ H/D \right\}$ слід визначати за графіком, наведеним на рис. 9.6 або за формулою

$$K_\text{E} = \frac{1 + (2{,}4 + 8x)x}{1 + (3{,}0 + 10x)x}, \tag{9.11}$$

де $x = 10 \cdot \frac{(s_1 - c)}{D} \cdot \left(\frac{D}{2H} - \frac{2H}{D}\right)$.

Формули (9.8–9.10) застосовуються за умови, що розрахункові температури не перевищують значень, при яких виникає повзучість матеріалів, тобто при таких температурах, коли допустима напруга визначається тільки за границею текучості або тимчасовим опором (границі міцності). Якщо немає точних даних, то формули можна застосовувати за умови, що розрахункова температура стінки днища з вуглецевої сталі не перевищує 380 ºС, з низьколегованої – 420 ºС, а з аустенітної – 525 ºС.

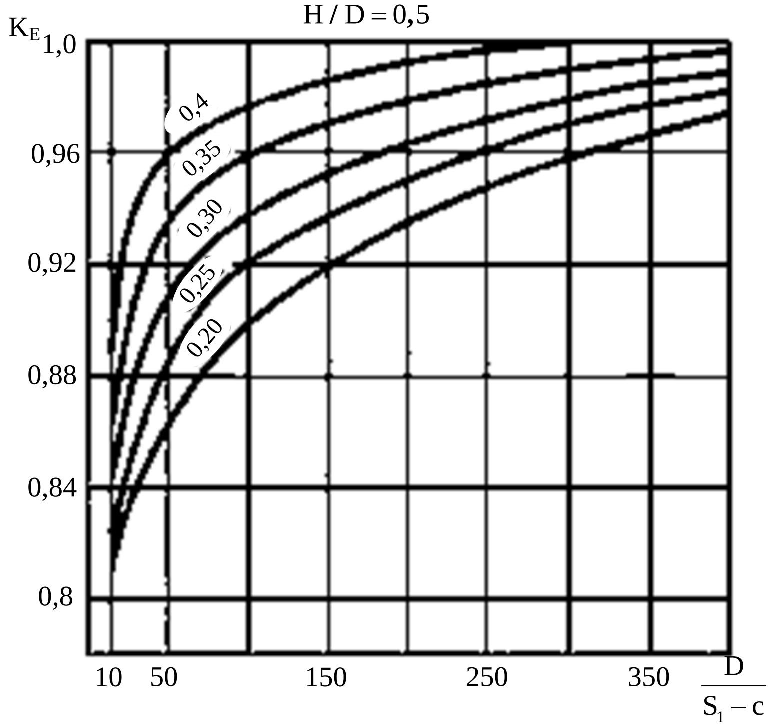


Рисунок 9.6 – Графік для визначення коефіцієнта K_E

Потім визначаємо умови міцності в межах пружності з нерівності

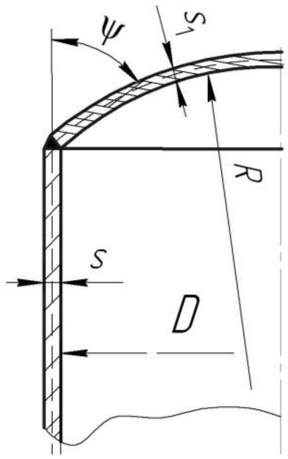
$$[p] \geq p. \qquad (9.12)$$

У разі невиконання умови (9.12), розрахункову товщину стінки днища необхідно збільшити до найближчої стандартної товщини листа, а потім за формулою (9.8) визначити $[p]$ і перевірити умову міцності за формулою (9.12).

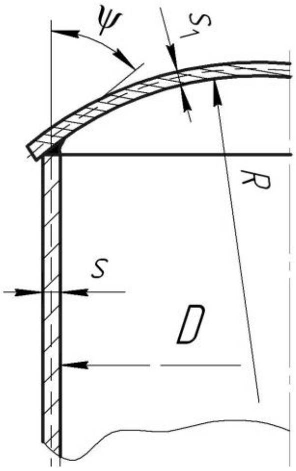
9.3.3. Днища і кришки сферичні не відбортовані

9.3.3.1. Загальні положення

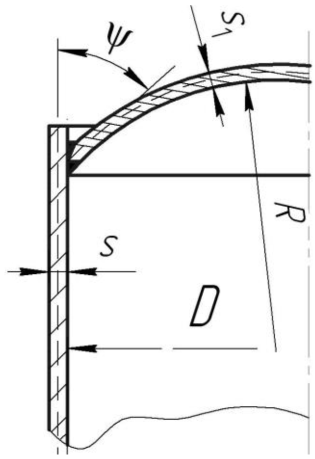
Невідбортовані сферичні днища являють собою сферичний сегмент, приварений без усякого переходу до циліндричної обичайки. На рис. 9.7 представлені можливі варіанти приварки невідбортованих сферичних днищ до циліндричної обичайки.



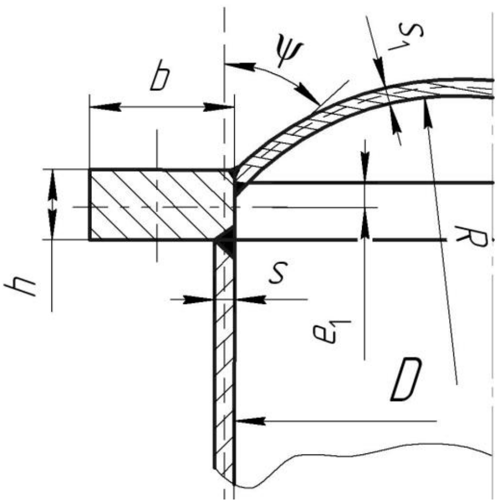
Кресл. 1



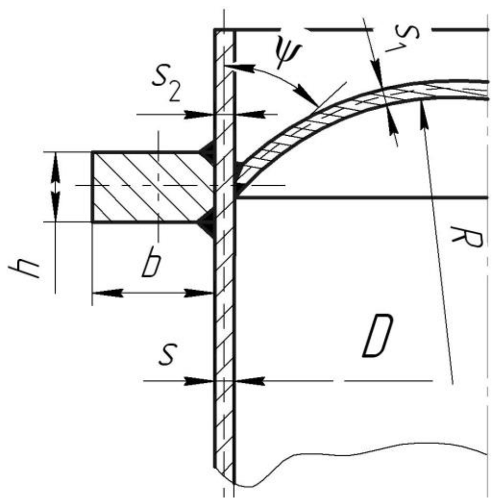
Кресл. 2



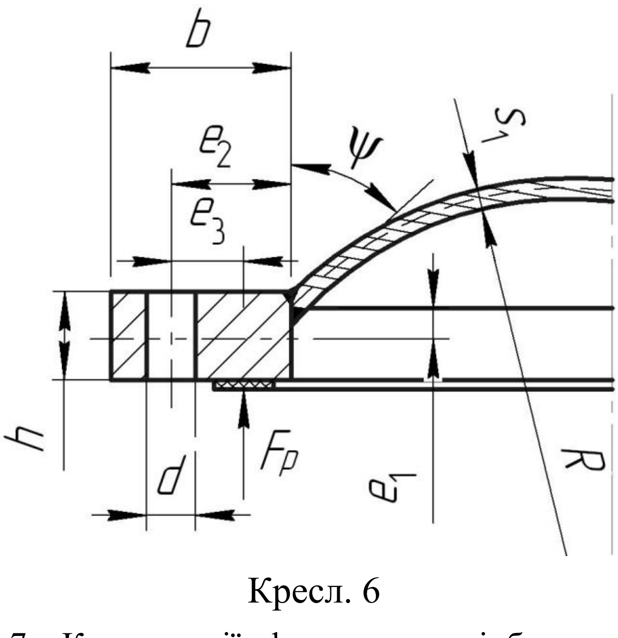
Кресл. 3



Кресл. 4



Кресл. 5



Кресл. 6

Рисунок 9.7 – Конструкції сферичних не відбортованих днищ, сполучених із циліндричною обичайкою

У місці приєднання обох частин відбувається перелом меридіональної кривої, завдяки чому з'являються значні крайові моменти і сили, які необхідно враховувати, а в деяких випадках компенсувати. Розпірні сили можуть бути сприйняті опорним кільцем (див. рис. 9.7, кресл. 5), або ж виступаючою частиною обичайки (див. рис. 9.7, кресл. 4). З цих причин такі днища застосовують для апаратів, що працюють під наливом або під надлишковим тиском до 0,07 МПа, а також в якості елемента фланцевих кришок апаратів, що працюють під тиском до 1,6 МПа, при наступних умовах:

- радіус сфери не повинен перевищувати внутрішнього діаметра корпусу;
- днище приварюється стиковим швом із суцільним проваром.

Не відбортовані сферичні днища нормалізовані і застосовуються в апаратах діаметром від 3,6 до 12 м і товщиною стінки 10–36 мм. Днища малих діаметрів штампуються з листа, а при великих діаметрах виготовляються складовими зварними за принципом напівсферичних.

Однак слід зауважити, що застосування сферичних не відбортованих днищ цілком доречно і навіть має перевагу перед вживанням плоских днищ і кришок.

9.3.3.2 Умови застосування розрахункових формул

Розрахункові формули слід застосовувати при виконанні умов: $(s_1 - c)/R \le 1$ та $0{,}85D \le R \le D$, а для днищ (див. рис. 9.7, кресл. 1–3), навантажених внутрішнім надлишковим тиском, розрахункові формули слід застосовувати при додатковій умові $(s_1 - c)/R \ge 0{,}002$.

Розрахункові формули, наведені в п. 9.3.2, застосовують за умови, що розрахункові температури не перевищують значень, при яких враховується повзучість матеріалів, тобто при таких температурах, коли допустима напруга визначається за ГОСТ 14249–89 лише за границею текучості або тимчасовим опором (границі міцності). Якщо немає точних даних, формули застосовують за умови, що розрахункова температура стінки днища або кришки з вуглецевої сталі не перевищує 380 ºС, з низьколегованої – 420 ºС, а з аустенітної – 525 ºС.

Розрахункові формули застосовують за умови виконання кутових швів з двостороннім суцільним проваром. Розрахункові формули не враховують навантаження кілець додатковими навантаженнями, наприклад, опорними елементами.

9.3.3.3 Сферичні невідбортовані днища й кришки, навантажені внутрішнім надлишковим тиском

Товщину стінок кришок і днищ визначають методом послідовних наближень. Попередньо товщину стінки слід визначати за формулою

$$s'_{1R} = \frac{pR}{2[\sigma]_1 \varphi - p}, \tag{9.13}$$

а потім за формулою

$$s''_{1R} = \frac{pD\beta}{2\varphi_к [\sigma]_1 - p}. \tag{9.14}$$

Розрахунок проводять доти, доки різниця між отриманим значенням s''_{1R} і прийнятим s'_{1R}, при визначенні коефіцієнта β за формулою (9.19), не буде перевищувати 5 %. В якості розрахункової товщини стінки днища або кришки приймають більше з 2-х значень, що визначаються за формулами (9.13) і (9.14).

Виконавча товщина стінки розраховується за формулою

$$s_1 \geq s_{1р} + c. \tag{9.15}$$

Допустимий надлишковий тиск знаходимо з умови

$$p = \min \;\; p_1 ; \;\; p_2 \;\; , \tag{9.16}$$

де – $[p_1]$ допустимий надлишковий тиск з умови міцності крайової зони

$$[p_1] = \frac{2(s_1 - c)\varphi_к [\sigma]_1}{D\beta + (s_1 - c)}; \tag{9.17}$$

$[p_2]$ – допустимий надлишковий тиск з умови міцності центральної зони

$$[p_2] = \frac{2(s_1 - c)\varphi[\sigma]_1}{R + (s_1 - c)}. \tag{9.18}$$

Коефіцієнт β визначаємо за формулою:

$$\beta = 0{,}5 + \frac{\mathrm{tg}\psi}{\chi_К \dfrac{4A_к}{D(s_1 - c)} \sqrt{1 - \dfrac{M}{[M]}} + 3\sqrt{\dfrac{s_1 - c}{D}}} \times$$

$$\times \frac{1}{\left[\dfrac{1}{\sqrt{\cos\psi}} + \left(\chi \dfrac{s - c}{s_1 - c} \right)^{3/2} + \left(\chi_2 \dfrac{s_2 - c}{s_1 - c} \right)^{3/2} \right]}. \tag{9.19}$$

При заданих геометричних розмірах днищ тригонометричні функції визначаємо за формулами: $\cos\psi = \dfrac{D}{2R}$; $\operatorname{tg}\psi = \sqrt{\left(\dfrac{2R}{D}\right)^2 - 1}$, а відношення допустимих напруг за формулами:

$$\chi_К = \frac{[\sigma]_К}{[\sigma]_1};\ \ \chi = \frac{[\sigma]}{[\sigma]_1};\ \ \chi_2 = \frac{[\sigma]_2}{[\sigma]_1}.$$

Величини $A_к$, M та $[M]$ визначаємо за табл. 9.2.

Таблиця 9.2 – Визначення величин $A_к$, M і $[M]$ для різних конструкцій днищ згідно з рис. 9.7

Розрахункові моделі	M	$[M]$	$A_к$
Рис. 9.7, кресл. 1–3	–	–	–
Рис. 9.7, кресл. 4	$\left\lvert p\dfrac{\pi D^2}{4} e_1 \operatorname{tg}\psi \right\rvert$	$\dfrac{\pi[\sigma]_к bh^2}{2}$	bh
Рис. 9.7, кресл. 5	0	–	$(b + s_2)h$
Рис. 9.7, кресл. 6	$\left\lvert p\dfrac{\pi D^2}{4}(e_2 - e_1 \operatorname{tg}\psi) + F_P e_3 \right\rvert$	$\dfrac{\pi[\sigma]_к (b-d)h^2}{2}$	$(b-d)h$

Попередньо розміри кільця b і h підбирають з умов для моделей:

- рис. 9.7, кресл. 4 та 5 $\quad A_к \approx \dfrac{pD^2}{8[\sigma]} \operatorname{tg}\psi$;
- рис. 9.7, кресл. 6 $\quad M < [M]$;
- рис. 9.7, кресл. 4 – необхідно, щоб e_1 мало мінімальне значення.

При зовнішньому тиску на кришку (див. рис. 9.7, кресл. 6) у формулі при визначенні M тиск p слід брати зі знаком мінус.

Якщо прокладка лежить по всій привалковій поверхні, у формулі при визначенні M для кришки (див. рис. 9.7, кресл. 6) приймаємо $e_3 = 0$.

Потім перевіряємо умови міцності

$$[p] \geq p. \qquad (9.20)$$

У разі невиконання умови (9.20) розрахункову товщину стінки днища необхідно збільшити до найближчої стандартної товщини листа, а потім знову за формулою (9.16) визначити $[p]$ і перевірити умову міцності за формулою (9.20).

9.3.3.4 Сферичні невідбортовані днища й кришки, навантажені зовнішнім тиском

Товщину стінки сферичного сегмента днища або кришки попередньо визначаємо за формулами (9.13) і (9.14) з подальшою перевіркою за формулою (9.20).

Допустимий зовнішній тиск визначаємо за формулою

$$[p]=\frac{[p]_{П}}{\sqrt{1+\left(\frac{[p]_{П}}{[p]_E}\right)^2}}, \quad (9.21)$$

де $[p]_{П}$ – допустимий зовнішній тиск з умови міцності в центральній зоні:

$$[p]_{П}=\frac{2(s_1-c)[\sigma]}{R+(s_1-c)}; \quad (9.22)$$

$[p]_E$ – допустимий зовнішній тиск з умови стійкості в межах пружності:

$$[p]_E=\frac{k}{n_y}E\left(\frac{s_1-c}{R}\right)^2. \quad (9.23)$$

Коефіцієнт k у формулі (9.23) визначаємо за табл. 9.3 залежно від параметра $\frac{R}{s_1-c}$.

Таблиця 9.3 – Значення коефіцієнта k

Розрахункові моделі	Значення коефіцієнта k при відношенні $R/(s_1-c)$								
	25	50	75	100	150	200	250	300	350 і вище
Днище (рис. 9.7, кресл. 1–5)	0,33	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,12	0,11	0,11
Кришка (рис. 9.7, кресл. 6)	0,45	0,30	0,25	0,22	0,19	0,17	0,16	0,13	0,12

9.3.4 Торосферичні днища

Торосферичні (коробові) днища є одним із найбільш затребуваних днищ на сучасному ринку. Більшість сучасних баків харчової і фармацевтичної промисловості виготовляються з використанням торосферичних днищ. Ці днища використовуються при виробництві апаратів, що працюють як під

вакуумом (із залишковим тиском 665 Па), так і під внутрішнім тиском (не більше 16 МПа).

Залежно від діаметра торосферичне днище може бути виготовлено як методом штампування, так і методом фланжирування. Методом холодного штампування зазвичай виготовляються торосферичні днища діаметром від 300 до 2000 мм, а днища, діаметр яких перевищує 2000 мм, виробляються методом холодного фланжирування із застосуванням зварювальних робіт. Торосферичні днища для апаратів, підвідомчих Держпраці, виготовляються з товщиною стінки від 4 до 40 мм і діаметром від 300 до 7000 мм.

Торосферичні днища повинні мати:

- висоту випуклої частини, виміряну за внутрішньою поверхнею, не менше 0,2 внутрішнього діаметра;
- внутрішній радіус відбортовки не менше 0,1 внутрішнього діаметра днища;
- внутрішній радіус кривизни центральної частини не більше внутрішнього діаметра днища;
- відхилення внутрішнього діаметра циліндричної частини не більше ± 1 % номінального діаметра, відносна овальність не більше 1 %, стоншення в зоні відбортовки до 15 % від вихідної товщини заготовки (при виготовленні методом штампування);
- граничне відхилення висоти циліндричної частини $\Delta h \pm 5$ мм.

Торосферичні днища виготовляються трьох типів:

тип А $R \approx D_1$, $r_1 \geq 0{,}95\ D_1$;

тип В $R \approx 0{,}9D_1$, $r_1 \geq 0{,}170\ D_1$;

тип С $R \approx 0{,}8D_1$, $r_1 \geq 0{,}150\ D_1$.

9.3.4.1 Торосферичні днища, навантажені внутрішнім надлишковим тиском

Товщину стінки в крайовій зоні слід розраховувати по формулі

$$s_1 \geq s_{1р} + c, \tag{9.24}$$

де

$$s_{1р} = \frac{pD_1\beta_1}{2\varphi[\sigma]}. \tag{9.25}$$

Для зварних днищ слід додатково перевірити товщину стінки в центральній зоні за формулою

$$s_1 \geq s_{1\text{p}} + c, \tag{9.26}$$

де

$$s_{1\text{p}} = \frac{pR}{2\varphi[\sigma] - 0{,}5p}. \tag{9.27}$$

Допустимий надлишковий тиск з умови міцності крайової зони слід розраховувати за формулою

$$[p] = \frac{2(s_1 - c)\varphi[\sigma]}{D_1\beta_2}. \tag{9.28}$$

Для зварних днищ необхідно додатково перевірити допустимий надлишковий тиск з умови міцності центральної зони за формулою

$$[p] = \frac{2(s_1 - c)\varphi[\sigma]}{R + 0{,}5(s_1 - c)}. \tag{9.29}$$

За допустимий тиск приймається менший з тисків, що визначаються за формулами (9.28 і 9.29). У разі зварювання днищ із листів різної товщини в формули (9.28 і 9.29) слід підставляти відповідні значення товщин стінок для крайової і центральної зон.

Коефіцієнт β_1 слід визначати за графіком (рис. 9.8), а коефіцієнт β_2 – за графіком (рис. 9.9) або за формулами:

тип А $\beta_2 = \max\left\{1{,}25;\ 0{,}25\left(\sqrt[3]{\dfrac{D_1}{s_1 - c}} + 1{,}0\right)\right\}$;

тип В $\beta_2 = \max\left\{1{,}0;\ 0{,}12\left(\sqrt[3]{\dfrac{D_1}{s_1 - c}} + 3{,}75\right)\right\}$;

тип С $\beta_2 = \max\left\{0{,}9;\ 0{,}12\left(\sqrt[3]{\dfrac{D_1}{s_1 - c}} + 3{,}20\right)\right\}$.

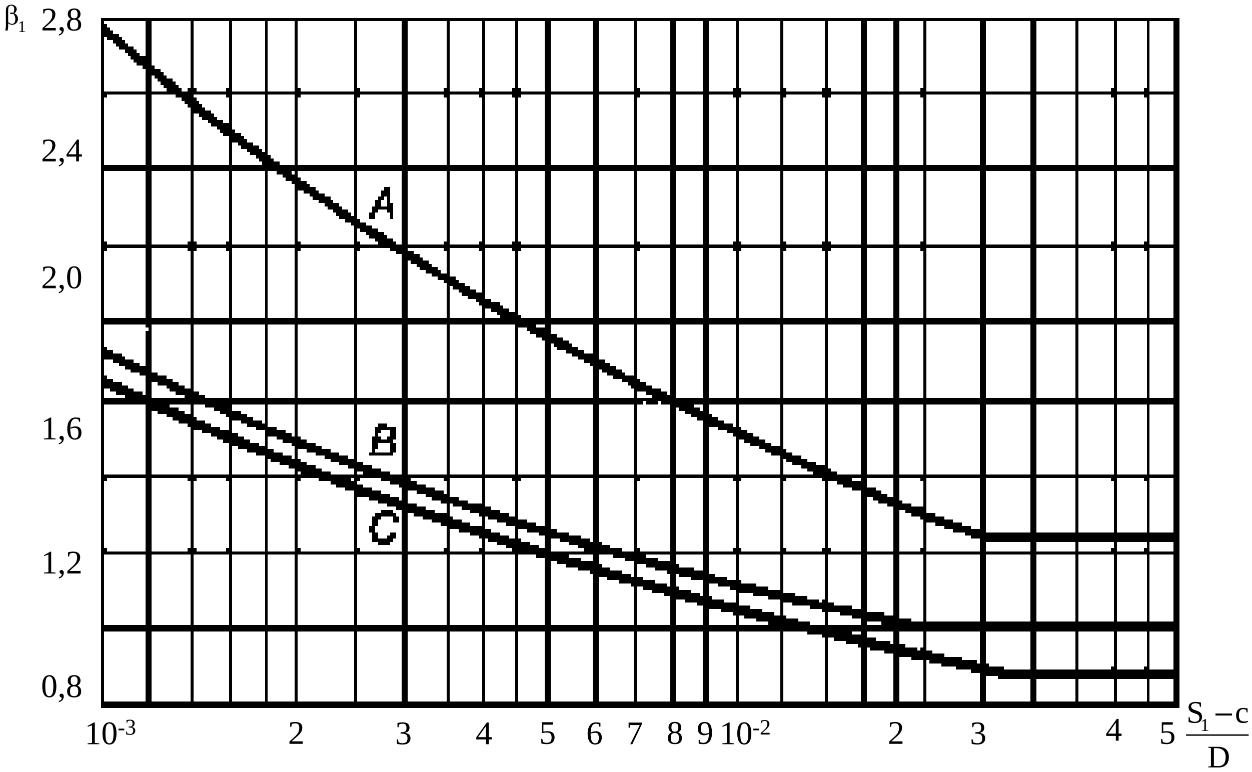


Рисунок 9.8 – Графік для визначення коефіцієнта β_1

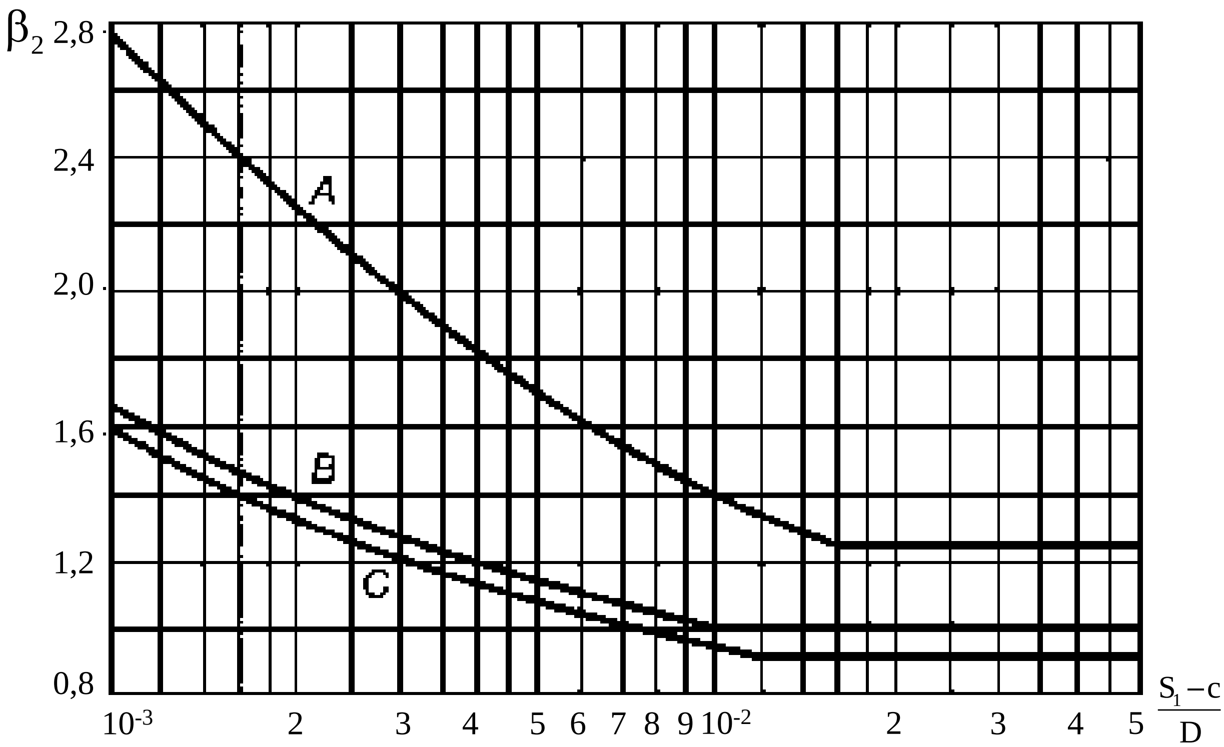
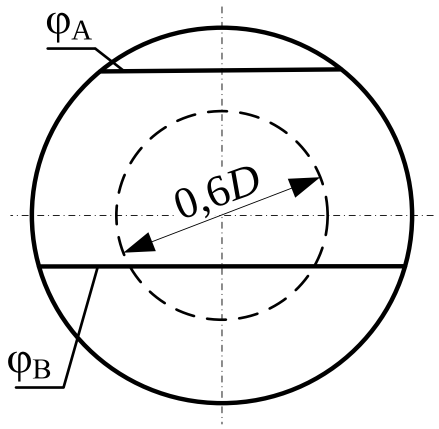
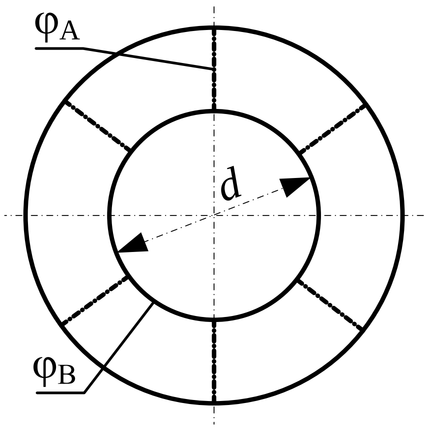


Рисунок 9.9 – Графік для визначення коефіцієнта β_2

Для днищ, виготовлених із цільної заготовки, коефіцієнт $\varphi = 1$, а для днищ, виготовлених із декількох частин із застосуванням зварювання, коефіцієнт φ слід визначати за табл. 9.4.

Таблиця 9.4 – Визначення коефіцієнта φ

Ескізи днищ	φ для формул 9.25, 9.28	φ для формул 9.27, 9.29
	Для шва А	
	φ_A	1
	Для шва В	
	1	φ_B
	При $d/D < 0,6$	
	1	φ_B
	При $d/D \geq 0,6$	
	φ_A	1

Значення коефіцієнтів φ_A і φ_B слід визначати відповідно до додатку В, табл. В.1.

Якщо довжина циліндричної відбортованої частини днища $h_ц \geq 0{,}8\sqrt{D(s_1 - c)}$, то товщина циліндричної частини днища повинна бути не менше товщини обичайки, розрахованої відповідно до ГОСТ 25221-82 при $\varphi = 1$.

9.3.4.2 Торосферичні днища, навантажені зовнішнім тиском

Торосферичні днища, навантажені зовнішнім тиском, слід розраховувати відповідно до п. 9.3.2.4. за формулами (9.8, 9.9 і 9.10) при $K_E = 1$.

Крім того, зовнішній тиск не повинен перевищувати допустимий тиск, що визначається за формулою (9.28).

9.3.5 Плоскі круглі днища і кришки

Плоскі днища, які бувають відбортовані і невідбортовані, застосовуються переважно при малих перепадах тисків, наприклад, у резервуарах під наливом, в апаратах, що працюють під атмосферним тиском, і т.д. Рекомендується застосовувати плоскі днища при надмірному тиску до 0,07 МПа.

Плоскі не відбортовані днища (табл. 9.5, тип 1–8) прості у виготовленні, дешеві, але навіть при незначних перепадах тиску виходять важкими і громіздкими. Застосування їх в апаратах, що працюють під тиском, допустимо лише в тих випадках, коли це обумовлено необхідністю розміщення і монтажу різних внутрішніх пристроїв і частин або зручністю з'єднання з іншими частинами, як, наприклад, трубні дошки теплообмінників.

Відбортовані плоскі днища (табл. 9.5, тип 9, 10) більш дорогі, але зате забезпечують більш сприятливі умови роботи зварного шва, ніж невідбортовані. Вони застосовуються в тих випадках, коли необхідне чищення апарата або посудини від осаду, або якщо до зварювання висунуто підвищені вимоги, як, наприклад, при виготовленні апаратів із високолегованих сталей. Плоскі днища в апаратах діаметром від 400 мм і більше, на які є стандартизовані еліптичні відбортовані днища, як правило, не слід застосовувати при роботі під надлишковим тиском більше 0,07 МПа. Винятком є днища кованих апаратів, в яких за технологічними й економічними міркуваннями плоскі днища (незважаючи на високий тиск в апаратах, незалежно від діаметра) набувають широкого застосування.

У зварній вертикальній циліндричній апаратурі плоскі днища знизу слід застосовувати при установленні апарата днищем на суцільну основу. Верхнє днище в таких апаратах можна виконати так само плоским. При цьому їх (особливо для діаметрів апаратів понад 800 мм) рекомендується зміцнити ребрами жорсткості, виходячи з можливих навантажень на них у процесі експлуатації та обслуговування. Разом з тим слід мати на увазі, що при діаметрі зазначених апаратів більше 1,5 м верхні днища часто виконуються у вигляді не відбортованих сферичних або конічних (з великим кутом при вершині) днищ.

Плоскі днища застосовують у вертикальних і горизонтальних зварених апаратах малого діаметра, які працюють під надмірним тиском, на які відсутні стандартні еліптичні днища, а також у тих випадках (незалежно від діаметра), коли з якихось міркувань не можна застосовувати відбортовані еліптичні,

сферичні невідбортовані або конічні днища. Такі днища повинні бути відбортованими і їх доцільно зміцнити ребрами жорсткості.

Основні розміри плоских днищ наведено у додат. Є, табл. Є.9 та Є.10.

9.3.5.1 Область застосування розрахункових формул

Формули можливо застосовувати для розрахунку плоских днищ і кришок при виконанні умови $\frac{s_1 - c}{D_\text{р}} \le 0{,}11$. Допускається проводити розрахунок при $\frac{s_1 - c}{D_\text{р}} > 0{,}11$, але значення допустимого тиску, розрахованого за формулою (9.35), слід помножити на поправковий коефіцієнт K_p:

$$K_p = \frac{2{,}2}{1 + \sqrt{1 + \left(6\frac{s_1 - c}{D_\text{р}}\right)^2}}. \tag{9.30}$$

Якщо при визначенні товщини днища в результаті розрахунку виявиться, що $\frac{s_1 - c}{D_\text{р}} > 0{,}11$, то необхідно додатково визначити допустимий тиск за формулою (9.35) і помножити його на K_p. При $K_p[p] < p$ товщину днища слід збільшити так, щоб була виконана умова $K_p[p] \ge p$.

9.3.5.2 Основні конструкції і розрахунок плоских днищ і кришок

Товщину стінки плоских днищ і кришок, що працюють під внутрішнім надлишковим тиском або зовнішнім тиском, розраховують за формулами:

$$s_1 \ge s_{1\text{р}} + c, \tag{9.31}$$

де

$$s_{1\text{р}} = KK_0 D_\text{р}\sqrt{\frac{p}{[\sigma]\varphi}}. \tag{9.32}$$

Значення коефіцієнта K вибирається залежно від конструкції днища за табл. 9.5, а коефіцієнт ослаблення днища або кришки отвором K_0 розраховується за формулами:

- при наявності одного отвору

$$K_0 = \sqrt{1 + \frac{d}{D_\text{р}} + \left(\frac{d}{D_\text{р}}\right)^2}; \tag{9.33}$$

▪ при наявності кількох отворів

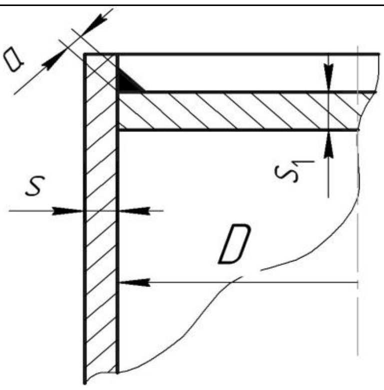
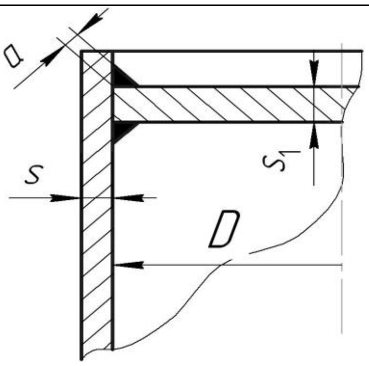
$$K_0 = \sqrt{\frac{1-\sum\left(\frac{d_i}{D_p}\right)^3}{1-\sum\frac{d_i}{D_p}}}. \qquad (9.34)$$

Для днищ і кришок без отворів значення коефіцієнта ослаблення K_0 приймають рівним 1,0.

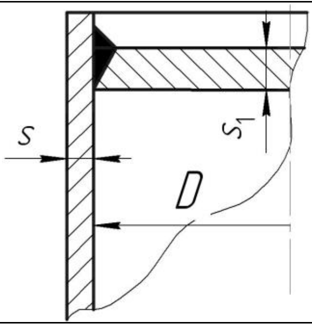
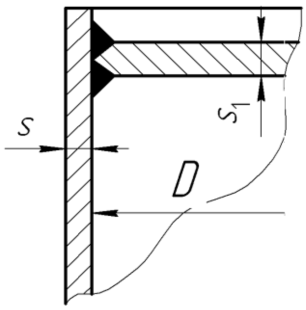
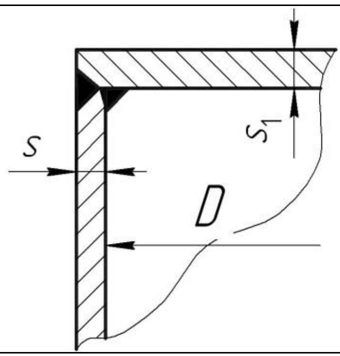
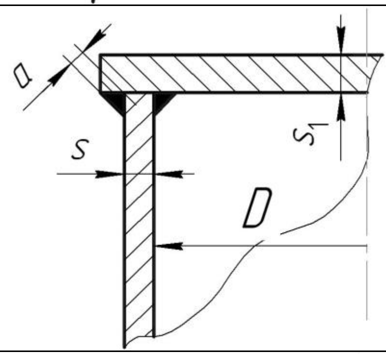
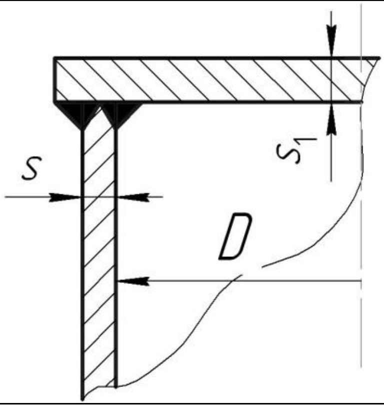
Коефіцієнт ослаблення K_0 визначають для найбільш ослабленого перерізу. Максимальну суму довжин хорд отворів у найбільш ослабленому діаметральному перерізі днища або кришки визначають відповідно до рис. 9.10 за формулою

$$\sum d_i = \max\left\{\left(d_1 + d_2\right);\ \left(b_2 + b_3\right)\right\}.$$

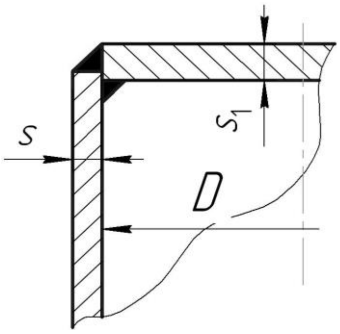
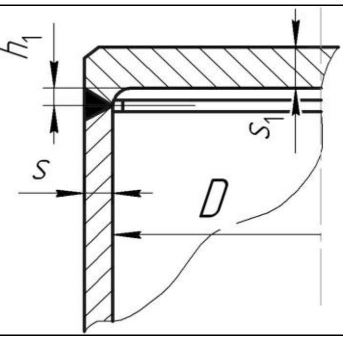
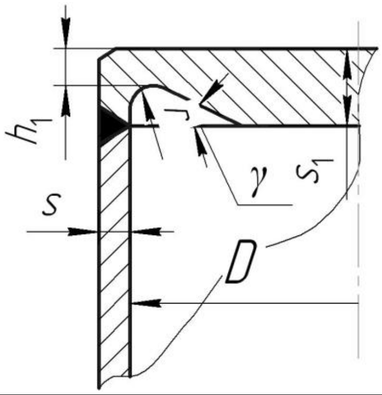
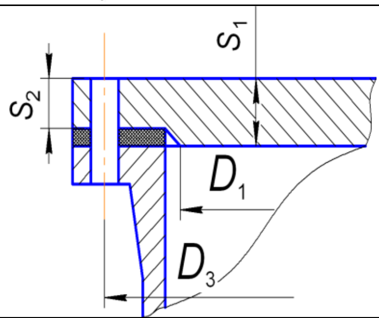
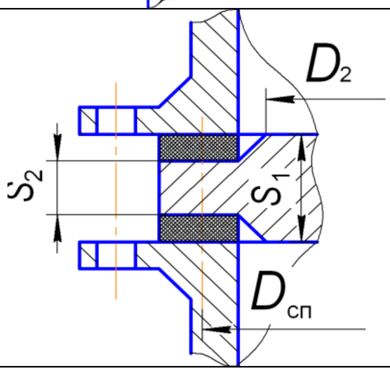
Таблиця 9.5 – Визначення коефіцієнта K і розрахункового діаметра залежно від конструкції днища

Тип	Креслення	Умови закріплення днищ і кришок	K
1	2	3	4
1		$a \ge 1{,}7s$ $D_p = D$	0,53
2		$a \ge 0{,}85s$ $D_p = D$	0,50

Продовження табл. 9.5

1	2	3	4
3		$\frac{s-c}{s_1-c} \le 0,25$ $\frac{s-c}{s_1-c} \ge 0,25$ $D_\text{р} = D$	0,45 0,41
4		$\frac{s-c}{s_1-c} < 0,5$ $\frac{s-c}{s_1-c} \ge 0,5$ $D_\text{р} = D$	0,44 0,38
5		$\frac{s-c}{s_1-c} < 0,25$ $\frac{s-c}{s_1-c} \ge 0,25$ $D_\text{р} = D$	0,45 0,41
6		$a > 0,85s$ $D_\text{р} = D$	0,50
7		$\frac{s-c}{s_1-c} < 0,5$ $\frac{s-c}{s_1-c} \ge 0,5$ $D_\text{р} = D$	0,41 0,38

Закінчення табл. 9.5

1	2	3	4
8		$\frac{s-c}{s_1-c}<0,5$ $\frac{s-c}{s_1-c}\geq 0,5$ $D_р = D$	0,41 0,38
9		$\max\{s;\ 0,25s_1\}\leq$ $\leq r \leq \min\{s;\ 0,1D\}$ $h_1 \geq r$ $D_р = D-2r$	$k=\max\left\{\begin{matrix}0,11\times \\ \times\left(1-0,23\frac{s-c}{s_1-c}\right); \\ 0,3\end{matrix}\right\}$
10		$\frac{s-c}{s_1-c}<0,5$ $\frac{s-c}{s_1-c}\geq 0,5$ $D_р = D$ $0,25s_1 \leq r \leq s_1 - s_2$ $30° \leq \gamma \leq 90°$	0,41 0,38
11		$D_р = D_3$	0,40
12		$D_р = D_{сп}$	0,11

Основні розрахункові розміри отворів наведено на рис. 9.10 та 9.11.

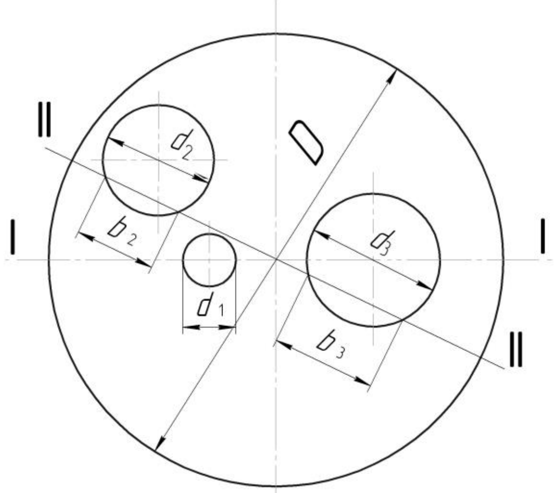


Рисунок 9.10 – Вибір ослабленого перерізу

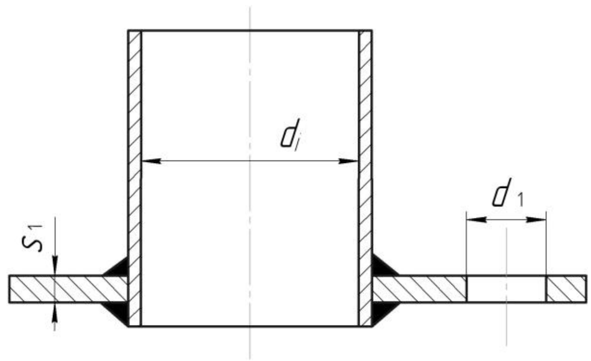


Рисунок 9.11 – До розрахунку d_i

У всіх випадках приєднання плоского днища або кришки до обичайки мінімальна товщина плоского круглого днища повинна бути більшою або дорівнювати товщині обичайки, розрахованої згідно з ГОСТ Р 52857.2-2007.

Допустимий тиск на плоске днище чи кришку визначаємо за формулою

$$[p]=\left(\frac{s_1-c}{KK_0D_\text{р}}\right)^2[\sigma]\varphi. \qquad (9.35)$$

Товщина витонченої частини плоского днища s_2 для типів з’єднання 10, 11 і 12 (див. табл. 9.5) розраховується за формулами:

$$s_2\geq\begin{cases}\max\left\{1{,}1s;\ \dfrac{s_1}{1+\dfrac{D_\text{р}-2r}{1{,}2s_1}\sin\gamma}\right\} & \text{для типу 10;}\\ \max\left\{0{,}5D_\text{р}\dfrac{p}{[\sigma]}+c;\ s_1\sqrt{2\dfrac{D_\text{р}-D_2}{D_\text{р}}}\right\} & \text{для типів 11, 12.}\end{cases} \qquad (9.36)$$

Потім перевіряємо умови міцності $[p]\geq p$.

9.3.5.3 Розрахунок плоских круглих кришок із додатковим крайовим моментом

Плоскі круглі кришки з додатковим крайовим моментом (рис. 9.12) розраховують на внутрішній тиск за формулою

$$s_1 \geq s_{1\text{р}} + c,$$

де $s_{1\text{р}} = K_0 K_6 D_\text{р} \sqrt{\dfrac{p}{[\sigma]\varphi}}$, а значення K_6 визначають за формулою

$$K_6 = 0{,}41 \sqrt{\frac{1 + 3\psi\left(\dfrac{D_3}{D_\text{сп}}\right)}{\dfrac{D_3}{D_\text{сп}}}} \tag{9.37}$$

або за графіком, наведеним на рис. 9.13, в залежності від відношення D_3 / $D_\text{сп}$ та ψ, де $D_\text{сп}$ – середній діаметр прокладки.

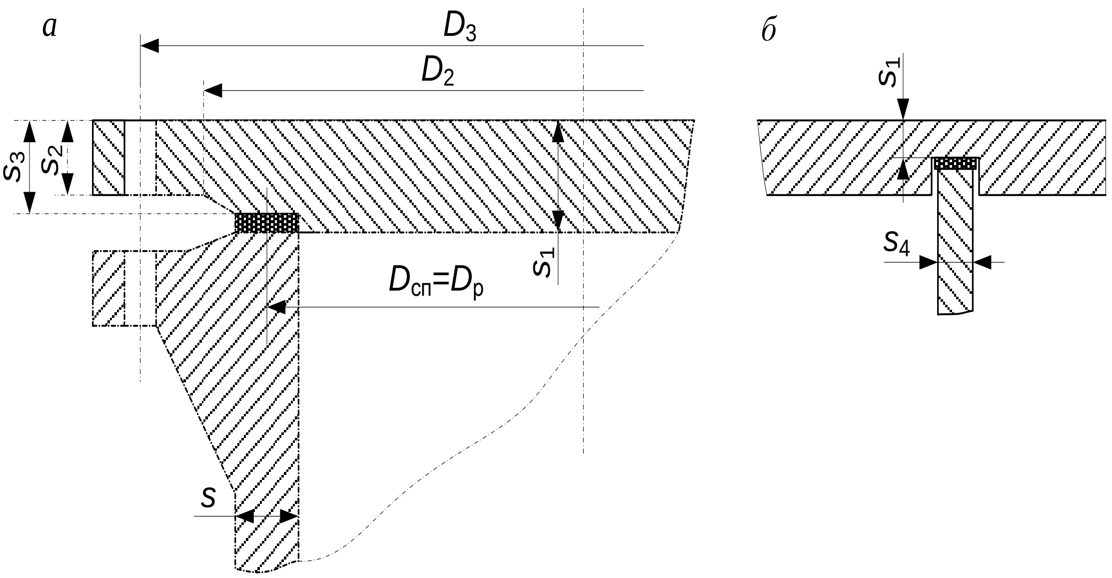


Рисунок 9.12 – Плоскі круглі кришки з додатковим крайовим моментом

Значення коефіцієнта ψ визначають за формулами:

$$\psi = 1 + \frac{F_\text{пр}}{F_Q} \text{ або } \psi = \frac{F_\text{б}}{F_Q}, \tag{9.38}$$

де $F_Q = 0{,}785 p D_\text{сп}^2$ – зусилля, що діє на прокладку від внутрішнього тиску, Н; $F_\text{пр}$ – зусилля попередньої затяжки, Н; $F_\text{б}$ – зусилля, що виникає в болтах з’єднання, Н.

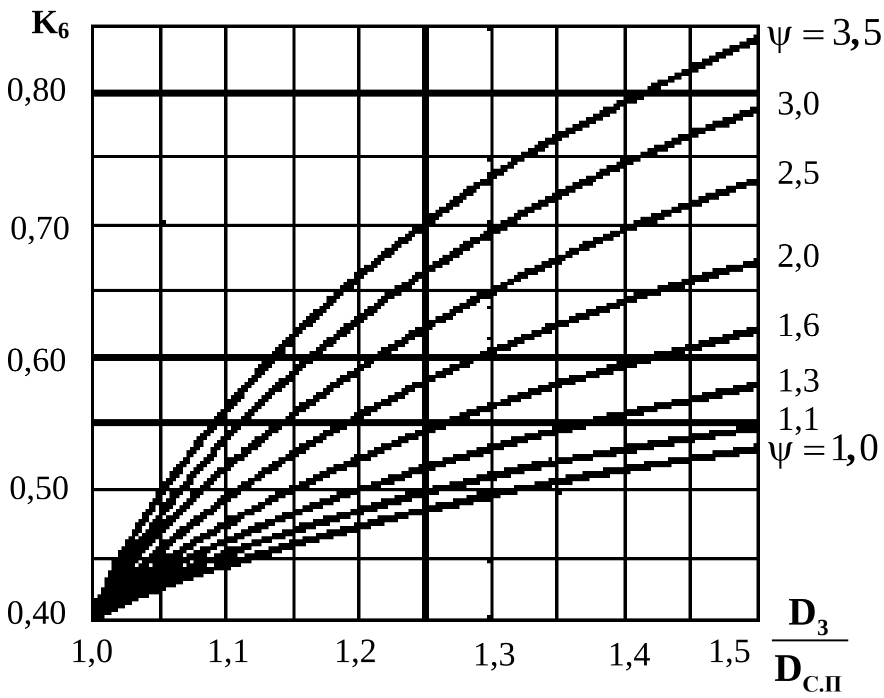


Рисунок 9.13 – Графік для визначення коефіцієнта K_6

Значення коефіцієнта K_0 визначають за формулами (9.35) та (9.36), якщо $\sum d_i \leq 0,7D_{\text{р}}$, при цьому отвори для болтів до уваги не беруть.

Для кришки, що має паз для перегородки (наприклад, перегородка у камері теплообмінника), значення коефіцієнта K_6 для визначення товщини в місці паза (див. рис. 9.12, *б*) розраховують з урахуванням зусилля від стиснення прокладки в пазі за формулою

$$K_6 = 0,41\sqrt{\frac{1+3\psi\left(\dfrac{D_{\text{з}}}{D_{\text{сп}}}-1\right)+9,6\dfrac{D_{\text{з}}}{D_{\text{сп}}}\dfrac{s_4}{D_{\text{сп}}}}{\dfrac{D_{\text{з}}}{D_{\text{сп}}}}}. \tag{9.39}$$

Товщину плоскої круглої кришки з додатковим крайовим моментом у місці ущільнення s_2 (див. рис. 9.12, *а*) визначають за формулою

$$s_2 \geq \max\left\{K_7\sqrt{\Phi};\ \frac{0,6}{D_{\text{сп}}}\Phi\right\}+c, \tag{9.40}$$

де параметр

$$\Phi = \max\left\{\frac{F_{\text{бр}}}{[\sigma]_{\text{р}}};\ \frac{F_{\text{бм}}}{[\sigma]_{\text{м}}}\right\}+c. \tag{9.41}$$

У формулі (9.41) індекс «$_{\text{р}}$» вказує на те, що величина відноситься до робочого стану або випробувань, а індекс «$_{\text{м}}$» – до стану монтажу.

Значення коефіцієнта K_7 визначають за формулою $K_7 = 0{,}8\sqrt{\frac{D_з}{D_{сп}} - 1}$ або за графіком, представленим на рис. 9.14, залежно від відношення D_3 / $D_{сп}$.

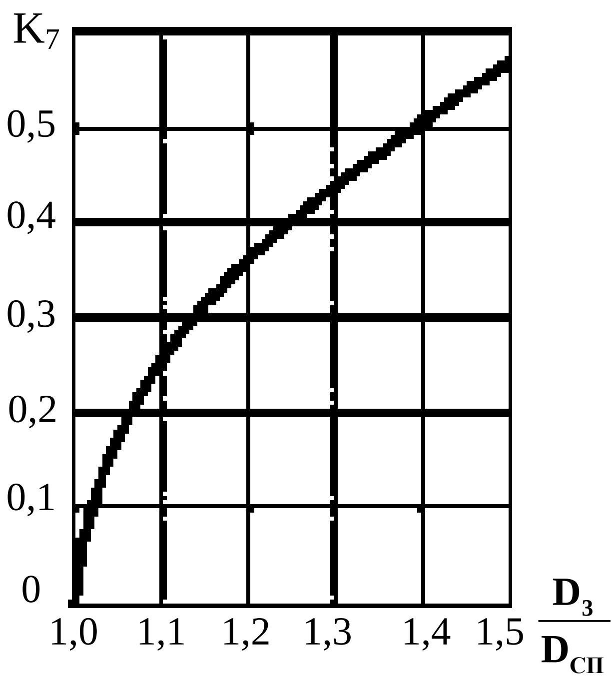


Рисунок 9.14 – Графік для визначення коефіцієнта K_7

Товщину краю плоскої круглої кришки з додатковим крайовим моментом поза зоною ущільнення s_3 (див. рис. 9.12, *а*) визначають за формулою (9.40), при цьому замість $D_{сп}$ слід підставляти D_2.

Допустимий тиск для плоскої круглої кришки з додатковим крайовим моментом при перевірочних розрахунках визначають за формулою

$$[p] = \left(\frac{s_1 - c}{KK_6 D_р}\right)^2 [\sigma]\varphi. \qquad (9.42)$$

9.3.6 Конічні днища, обичайки та переходи

Конічні днища або обичайки використовуються переважно у вертикальних апаратах знизу, в яких потрібне повне видалення рідкого, сипучого або кускового продукту, а також в якості переходів для з'єднання циліндричних обичайок різних діаметрів. Вибір кута у вершині конуса визначається технологічними міркуваннями: для рідких речовин – їх в'язкістю, а для сипких і кускових речовин – кутом природного укосу. Для полегшення вивантаження сипучих матеріалів кут піврозхилу конуса α повинен перевищувати кут природного укосу сипучого матеріалу, тобто кут β (рис. 9.15). Отже, має задовольнятися умова (90° – α) > β. Для більшості матеріалів кут природного укосу лежить між 35 і 50°. Тому кут у вершині конуса 2α роблять зазвичай рівним 60÷80°.

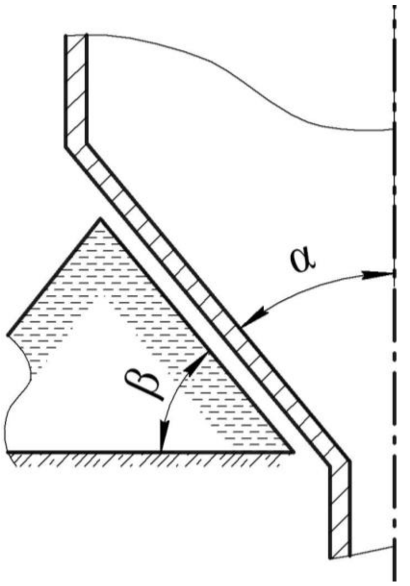


Рисунок 9.15 – Кут піврозхилу конуса

Якщо кришка або днище повинні служити дифузором, призначеним для зниження втрати тиску, що викликається падінням динамічного напору, то кут біля вершини конуса (з боку входу середовища) не повинен перевищувати 38÷40°.

Дифузори з кутами 2α = 50÷90° не тільки не зменшують, але навіть підвищують втрати тиску на 15–20 % порівняно з раптовим розширенням (без усякого переходу). Найменший опір, а отже, і кращий розподіл середовища за більшого перетину дифузора досягається при величині центрального кута 2α = 5÷8°. Дифузори з такими малими кутами виходять конструктивно довгими.

Зазвичай дифузори роблять з кутами 2α не менше 15÷20°, а для розподілу газу в дифузорах з великими центральними кутами перед широким розтином встановлюють пристрої, що складаються з шару насадки або пакета дротяних сіток, або решітки з малим живим перерізом, які чинять додатковий опір і вирівнюють розподіл середовища по перерізу.

Конфузори, тобто конічні переходи, в які середовище входить з більш широкої сторони, чинять на систему менший опір, ніж дифузори тих самих розмірів. Величина коефіцієнта місцевого опору ζ для конфузорів плавно зростає зі збільшенням центрального кута 2α (див. рис. 9.16).

З точки зору розрахунку на міцність особливості конічної оболонки виявляються при кутах у вершині 2α = 120÷160°. Конічні днища з такими кутами розтину конуса зустрічаються досить рідко.

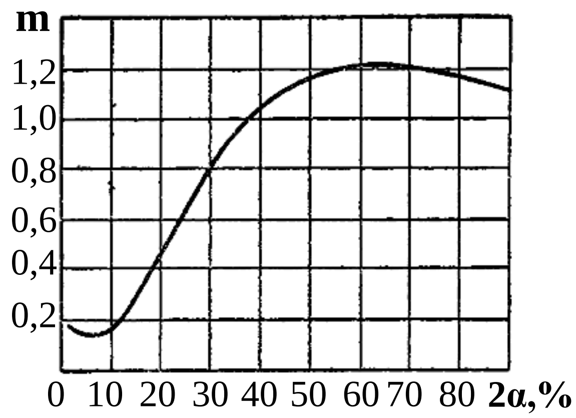


Рисунок 9.16 – Залежність зміни опору від кута конуса 2α

Міцність конічних днищ зростає зі зменшенням кута α. При кутах α < 60° конічні оболонки за своєю міцністю наближаються до циліндричних. Тому перевагу мають конічні днища з кутом піврозхилу конуса α = 30÷40° і дифузори з α = 15÷20°. При проведенні наближених розрахунків конічних днищ можна вважати їх як циліндри з діаметром, рівним діаметру основи конуса.

При кутах α > 80° властивості конуса стають дуже схожими з властивостями пластинок, тому пологі конуси з 2α = 160° ÷ 180° наближено можна вважати як круглі пластинки, хоча пологі конуси виходять все ж більш міцними, ніж пластинки. Центральний отвір поблизу вершини конуса при α < 60° мало позначається на його міцність, і навпаки, при α > 80° центральні отвори істотно впливають на міцність, сильно послаблюючи конічну оболонку і як би перетворюючи її в кільцеву пластину.

Щодо виготовлення зауважимо, що вальцювання конічних днищ являє собою досить важку операцію, особливо якщо отвір при вершині малий і товщина днища велика. Конічні днища з α > 60° виходять дуже товстими, важкими і дорогими. Поперечні зварні шви, які щільно та нероз’ємно з’єднують між собою обичайки апаратів з днищами або кришками будь-якої форми, завжди знаходяться поблизу від найбільш навантажених зон переходу між корпусом і днищем. Конічні днища завжди збільшують габарити апаратів. Внаслідок усіх цих причин не слід застосовувати конічні днища без достатніх на те підстав.

З досвіду роботи вироблені рекомендації з конструювання цих відповідальних місць, найважливіші з яких наступні:

1. Зварні шви повинні бути винесені із зони дії згинальних напружень. Відстань між швом і початком переходу береться не менше 50 мм, а для листів завтовшки 16 мм і більше – не менше потроєної товщини стінки з’єднуваних елементів.

2. Конструкція зварного з'єднання повинна бути такою, щоб при навантаженні апарата тиском у швах не виникали додаткові згинальні напруги. Приварювання днища без переходу або приварювання днища внапуск не допускається, тому що в швах виникнуть додаткові напруги вигину.

3. У тих випадках, коли днище виходить товще від обичайки, потрібно механічною обробкою довести товщину циліндричної частини днища до товщини обичайки (див. рис. 9.4). Кут скосу, одержуваного обробкою, робиться рівним 1 : 4.

4. Шви, що з'єднують обичайки з днищами і кришками, виконуються з підваркою кореня шва з внутрішньої сторони або, якщо це неможливо, з підкладним кільцем.

5. Радіус кривизни перехідної частини (відбортовки) при будь-якій формі днища у жодному разі не слід робити менше 0,1 радіуса обичайки *R*. Краще його робити ≥ (0,15 ÷ 0,2) *R*.

6. Перехідні зони, навантажені моментами вигину, небажано навантажувати додатковими зусиллями, наприклад, власною вагою апарата, а також розташовувати на перехідній частині лапи або опори. Не рекомендується також послаблювати місця переходу отворами. Бажано, щоб шви і перехідні зони апаратів не зазнавали прямої дії вогню або димових газів із температурою вище 700 °С.

У горизонтальних апаратах, що працюють під наливом або під надлишковим тиском до 0,07 МПа, можуть застосовуватися не відбортовані днища з кутом при вершині конуса $2\alpha \le 140°$, а у вертикальних апаратах, не підвідомчих Держпраці, – $2\alpha \le 60°$. В апаратах, підвідомчих Держпраці, допускається застосування відбортованих конічних днищ із кутом у вершині конуса $2\alpha \le 45°$ і не відбортованих конічних днищ з кутом у вершині $2\alpha \le 60°$.

Конічні днища з кутом при вершині конуса $2\alpha > 60^{o}$, а також не відбортовані конічні днища застосовуються здебільшого в апаратах, що працюють під надлишковим тиском до 0,07 МПа і під наливом.

У додатку Є, табл. Є.3–Є.7 наведено основні розміри стандартних сталевих конічних днищ.

9.3.6.1 Конструкції та розрахункові схеми конічних обичайок

На рис. 9.17–9.22 наведено розрахункові схеми вузлів конічних обичайок.

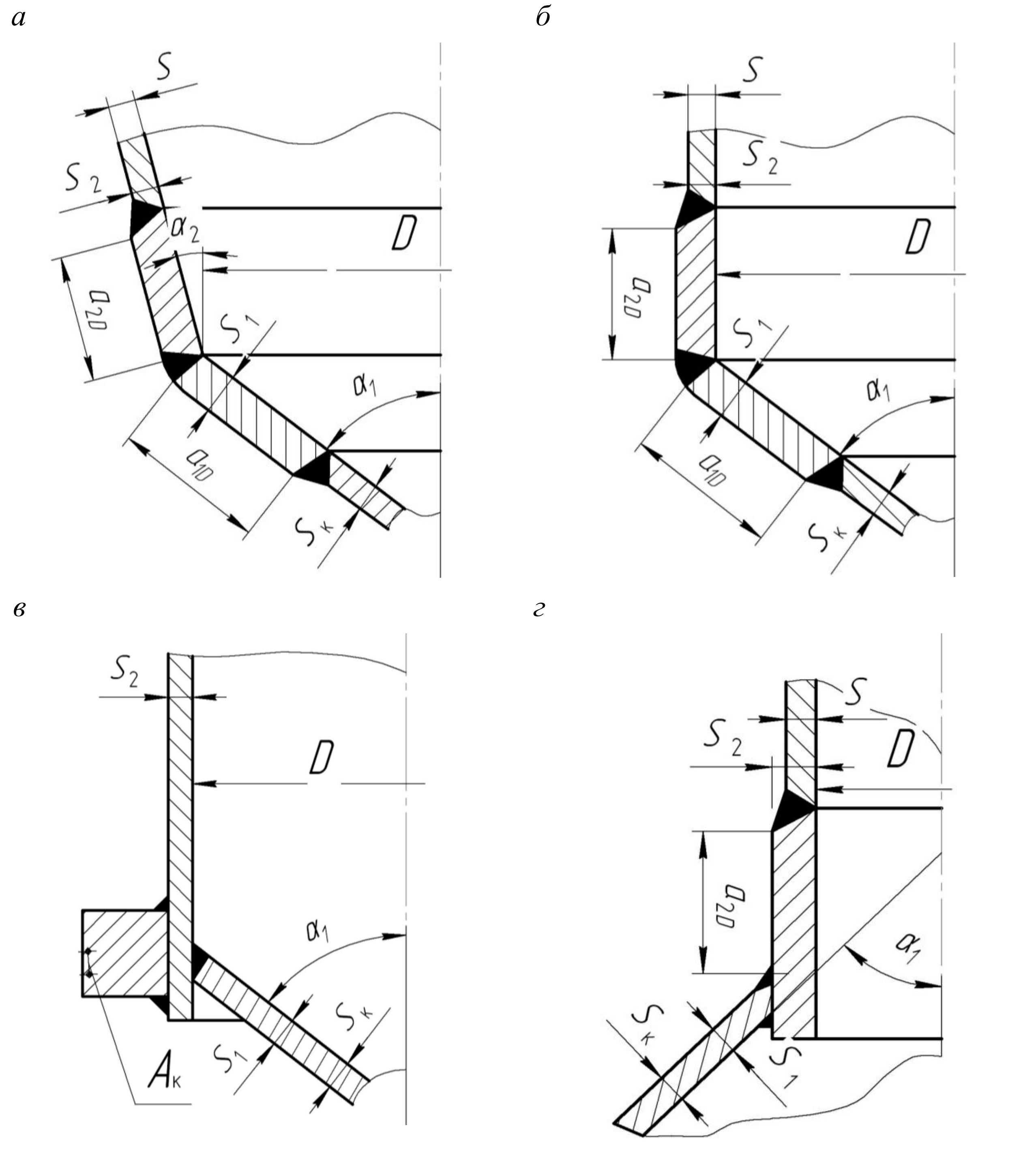


Рисунок 9.17 – З’єднання обичайок без тороїдального переходу:
а – з’єднання двох конічних обичайок; *б* – з’єднання конічної і циліндричної обичайок; *в* – з’єднання конічної і циліндричної обичайок зі зміцнювальним кільцем, *г* – з’єднання конічної обичайки з циліндричною обичайкою меншого діаметра

а *б*

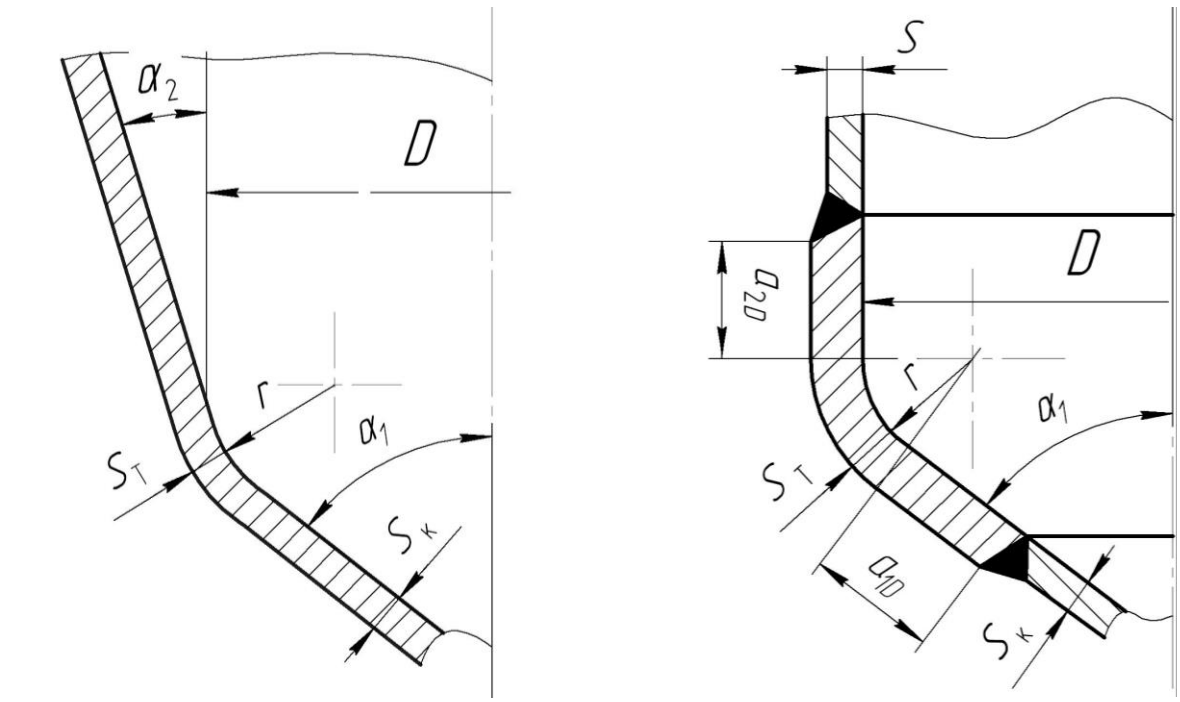


Рисунок 9.18 – З’єднання обичайок з тороїдальним переходом:
а – з’єднання двох конічних обичайок; *б* – з’єднання конічної і циліндричної обичайок

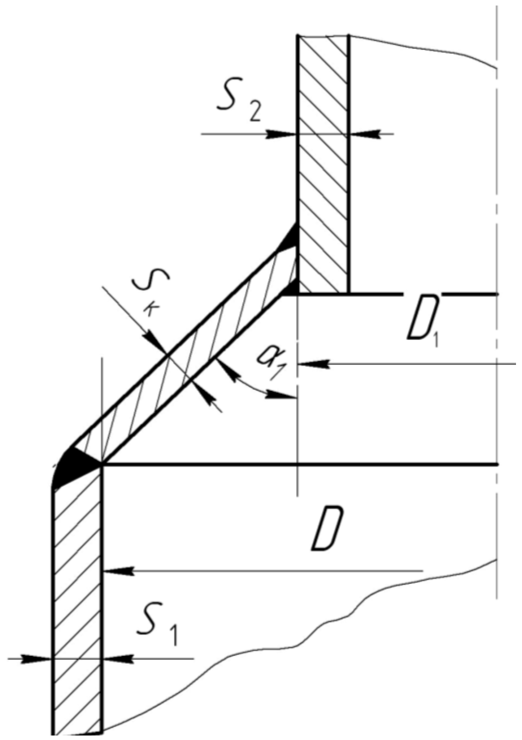


Рисунок 9.19 – Основні розміри конічного переходу

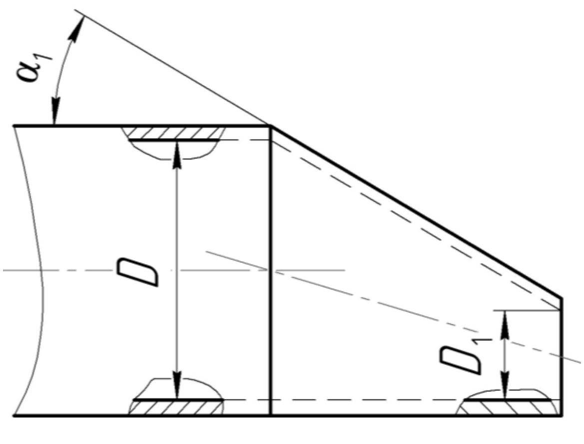


Рисунок 9.20 – З’єднання кососиметричних обичайок

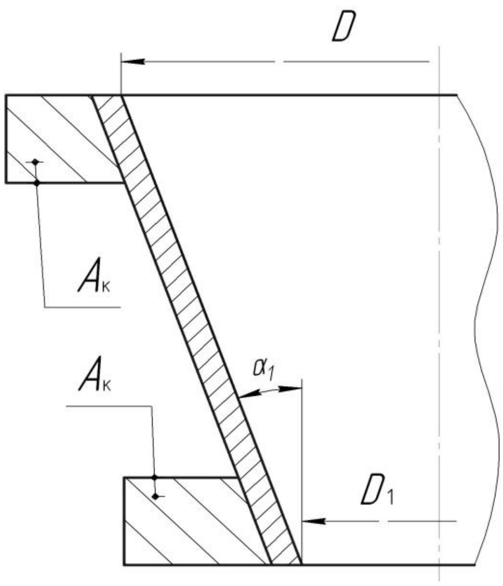


Рисунок 9.21 – Конічна обичайка з ребрами жорсткості

а

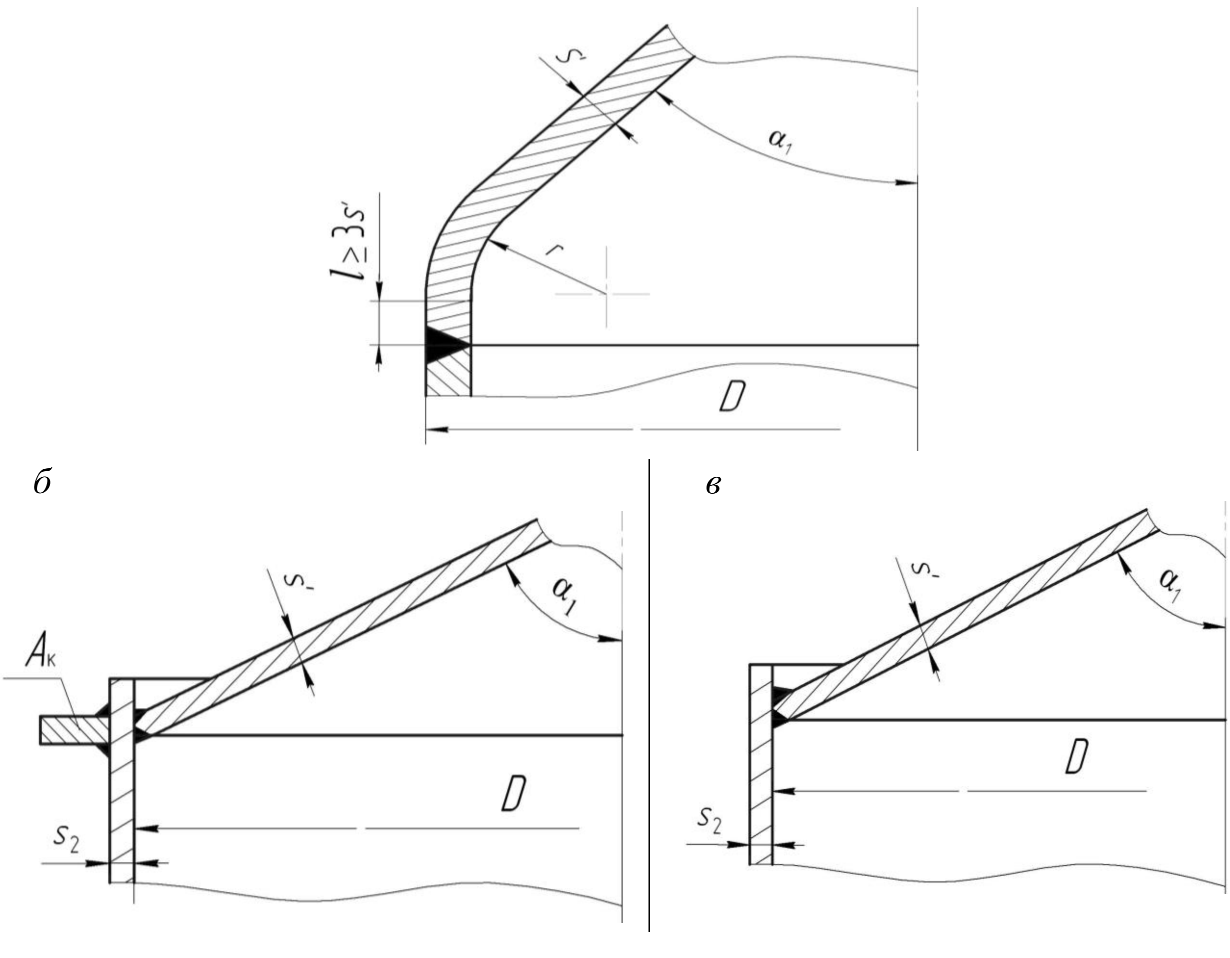


Рисунок 9.22 – Пологі конічні днища:
а – днище з тороїдальним переходом; *б* – днище без тороїдального переходу зі зміцнювальним кільцем; *в* – днище без тороїдального переходу і зміцнювального кільця

9.3.6.2 Розрахункові параметри

Розрахункові довжини перехідних частин конічних обичайок визначаються за такими формулами:

- для конічних обичайок (рис. 9.17, *а*, *б*, *в*)

$$a_{1р} = 0,7\sqrt{\frac{D}{\cos\alpha_1}(s_1 - c)}; \quad a_{2р} = 0,7\sqrt{\frac{D}{\cos\alpha_2}(s_2 - c)};$$

- для конічних обичайок (рис. 9.17, *а*, *б*)

$$a_{1р} = 0,7\sqrt{\frac{D}{\cos\alpha_1}(s_Т - c)};$$

- для конічних обичайок (рис. 9.17, *г*)

$$a_{1р} = \sqrt{\frac{D}{\cos\alpha_1}(s_1 - c)};$$

- для циліндричних обичайок (рис. 9.17 *б*, *в*)

$$a_{2р} = 0,7\sqrt{D(s_2 - c)};$$

- для тороїдальних переходів (рис. 9.18, *а*, *б*)

$$a_{2р} = 0,5\sqrt{\frac{D}{\cos\alpha_2}(s_т - c)}; \quad a_{2р} = 0,5\sqrt{D(s_т - c)};$$

- для циліндричної обичайки або штуцера (рис. 9.17, *г*)

$$a_{2р} = 1,25\sqrt{D(s_2 - c)}.$$

Розрахункові діаметри гладких конічних обичайок визначаються за такими формулами:

- для конічної обичайки без тороїдального переходу (рис. 9.17, *а*, *б*, *в*)

$$D_к = D - 1,4a_1\sin\alpha_1;$$

- для конічної обичайки з тороїдальним переходом (рис. 9.18, *а*, *б*)

$$D_к = D - 2\left[r(\cos\alpha_2 - \cos\alpha_1) + 0,7a_1\sin\alpha_1\right];$$

- для конічних обичайок із ступеневою зміною товщини стінки для другої та всіх наступних частин за розрахунковий діаметр $D_к$ цієї частини приймають внутрішній діаметр більшої основи.

Розрахунковий коефіцієнт міцності зварних швів переходів обичайок вибирається з табл. 9.6.

Таблиця 9.6 – Розрахунок коефіцієнтів міцності зварних швів

Вид навантаження	Розрахунковий коефіцієнт міцності зварних швів			
	За п.п. 9.3.6.6; 9.3.6.16	За п.п. 9.3.6.7; 9.3.6.11	За п.п. 9.3.6.8; 9.3.6.10; 9.3.6.12; 9.3.6.18	За п.п. 9.3.6.9; 9.3.6.19
Внутрішній тиск або розтягуюча сила	$\varphi_p = \sqrt{\varphi_T}$	$\varphi_p = \sqrt{\varphi_T}$ $\varphi_{ap} = \varphi_a$	$\varphi_p = \sqrt{\varphi_T}$	$\varphi = \min\left\{\begin{matrix}\varphi_p; \\ \sqrt{\varphi_T}\end{matrix}\right\}$
Зовнішній тиск або стискаюча сила	$\varphi = \min\left\{\begin{matrix}\varphi_p; \\ \sqrt{\varphi_T}\end{matrix}\right\}$	$\varphi = \min\left\{\varphi_p; \sqrt{\varphi_T}\right\}$ $\varphi_{ap} = 1$	$\varphi = \min\left\{\begin{matrix}\varphi_p; \\ \sqrt{\varphi_T}\end{matrix}\right\}$	$\varphi_p = \sqrt{\varphi_T}$
Згинаючий момент	$\varphi = \min\left\{\begin{matrix}\varphi_p; \\ \sqrt{\varphi_T}\end{matrix}\right\}$	$\varphi = \min\left\{\varphi_p; \sqrt{\varphi_T}\right\}$ $\varphi_{ap} = \varphi_a$	$\varphi = \min\left\{\begin{matrix}\varphi_p; \\ \sqrt{\varphi_T}\end{matrix}\right\}$	$\varphi = \min\left\{\begin{matrix}\varphi_p; \\ \sqrt{\varphi_T}\end{matrix}\right\}$

9.3.6.3 Область та умови застосування розрахункових формул

Розрахункові формули застосовні при співвідношенні між товщиною стінки зовнішньої обичайки та її діаметром у межах $0{,}001 \le \frac{s_1 \cos\alpha_1}{D} \le 0{,}050$, виконання такої умови для пологого конічного днища ($\alpha > 70^o$) не потрібно.

Розрахункові формули наведені в п.п. 9.3.6.5, 9.3.6.15 і 9.3.6.20, застосовуються за умови, що розрахункові температури не перевищують значень, при яких повинна враховуватися повзучість металів, тобто при температурах, коли допустима напруга визначається тільки за границею текучості або тимчасовим опором (границі міцності). Якщо точних даних немає, то формули застосовні за умови, що розрахункова температура стінки обичайки з вуглецевої сталі не перевищує 380 ^{o}C, з низьколегованої сталі – 480 ^{o}C і з аустенітної сталі – 525 ^{o}C.

Розрахункові формули не можуть бути застосовні для розрахунку на міцність конічного переходу в місцях кріплення сорочки до корпусу. В цьому випадку розрахунок проводиться за ГОСТ 25867-83.

Розрахункові формули не можливо застосовувати, якщо відстань між двома сусідніми вузлами обичайок менша від суми відповідних розрахункових довжин обичайок, або, якщо відстань від вузлів до опорних елементів посудин

(за винятком юбочних опор і юбочних кілець) менша від подвоєної розрахункової довжини обичайки за п. 9.3.6.2. Розрахункові формули можливо застосовувати за умови, що виконавчі довжини перехідних частин обичайок не менші від розрахункових довжин a_1 та a_2.

Якщо ця умова не виконана, потрібно провести перевірку допустимого тиску, причому замість s_1 та s_2 підставляємо:

- для з'єднання обичайок без тороїдального переходу

$$s_{1E} = \max\left\{\frac{a_1}{a_{1\text{р}}}s_1;\ s_\text{к}\right\};\ \ s_{2E} = \max\left\{\frac{a_2}{a_{2\text{р}}}s_2;\ s\right\};$$

- для з'єднання обичайок з тороїдальним переходом при визначенні коефіцієнта β за формулою (9.56)

$$s_{1E} = \max\left\{\frac{a_2}{a_{1\text{р}}}s_\text{т};\ s_\text{к}\right\};\ \ s_{2E} = \max\left\{\frac{a_2}{a_{2\text{р}}}s_\text{т};\ s\right\},$$

де $s_\text{к}$, s, $s_\text{т}$ – фактичні товщини стінок приєднаних обичайок (див. рис. 9.17, *а, б, г*, 9.18, *б*).

Розрахункові формули вузлів конічних і циліндричних обичайок без тороїдального переходу застосовуються за умови виконання кутового шва з двостороннім суцільним проваром.

Виконавчу товщину стінки конічного елемента в місці з'єднання двох обичайок s_1, s_2 або $s_\text{т}$ завжди приймають не меншою від товщини $s_\text{к}$, яка визначається за п.п. 9.3.6.4 або 9.3.6.5, 9.3.6.14 або 9.3.6.15 та 9.3.6.20 для відповідних навантажень.

Виконавча товщина стінки циліндричного елемента в місці з'єднання двох обичайок повинна бути не меншою від мінімальної товщини стінки, що визначається за ГОСТ 14249-89.

Розрахунок зміцнення отворів конічних обичайок проводять відповідно до ГОСТ 24755-89.

Розрахунок товщини стінок перехідної частини обичайок проводять або методом послідовних наближень на підставі попереднього підбору і подальшої перевірки для вибраних значень $\frac{D}{s_2 - c}$ і $\frac{s_1 - c}{s_2 - c}$, або відразу за допомогою діаграм (рис. 9.23–9.28).

Розрахунок за діаграми проводять для конічних переходів, у яких $\alpha_2 = 0$. Якщо допустимі напруги матеріалів частин переходу відрізняються один від одного, то розрахунок за діаграмами проводять при використанні меншого з них. За допустимий тиск, осьову силу і згинальний момент для конічної обичайки приймають менше значення, отримане з умови міцності або стійкості гладкої конічної обичайки і з умови міцності перехідної частини.

Розрахунок застосовується також для кососиметричних обичайок, сполучених із циліндричними обичайками. Розрахункові величини α_1, D і D_1 визначають за рис. 9.20.

9.3.6.4 Гладкі конічні обичайки, навантажені внутрішнім надлишковим тиском

Товщину стінки визначаємо з нерівності

$$s_{\text{к}} \geq s_{\text{к.р}} + c, \tag{9.43}$$

де

$$s_{\text{к.р}} = \frac{pD_{\text{к}}}{2\varphi_{\text{р}}[\sigma] - p} \cdot \frac{1}{\cos\alpha_1}. \tag{9.44}$$

Допустимий внутрішній надлишковий тиск визначаємо за формулою

$$[p] = \frac{2[\sigma]\varphi_{\text{р}}(s_{\text{к}} - c)}{\dfrac{D_{\text{к}}}{\cos\alpha_1} + (s_{\text{к}} - c)}. \tag{9.45}$$

Потім перевіряємо умову міцності $[p] \geq p$.

9.3.6.5 Гладкі конічні обичайки, навантажені зовнішнім тиском

Розрахункові формули застосовуються за умови $\alpha_1 \leq 70^\circ$.

Товщину стінки в першому наближенні визначаємо за формулою (9.43), де

$$s_{\text{к.р}} = \max\left\{1{,}06\frac{10^{-2} D_E}{B_1}\left(\frac{p}{10^{-5} E}\frac{l_E}{D_E}\right)^{0,4};\ \frac{1{,}2 pD_{\text{к}}}{2\varphi_{\text{р}}[\sigma] - p}\frac{1}{\cos\alpha_1}\right\},$$

з подальшою перевіркою за формулою (9.46).

Допустимий зовнішній тиск визначаємо за формулою

$$[p] = \frac{[p]_{\Pi}}{\sqrt{1 + \left(\dfrac{[p]_{\Pi}}{[p]_E}\right)^2}}, \tag{9.46}$$

де допустимий тиск з умови міцності

$$[p]_\Pi = \frac{2[\sigma](s_к - c)}{\frac{D_к}{\cos\alpha_1} + (s_к - c)}, \qquad (9.47)$$

а допустимий тиск з умови стійкості в межах пружності

$$[p]_E = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} E}{n_y B_1} \frac{D_E}{l_E} \left[\frac{100(s_к - c)}{D_E}\right]^{-2,5}. \qquad (9.48)$$

Ефективні розміри конічної обичайки визначаємо за формулами:

$$l_E = \frac{D - D_1}{2\sin\alpha_1}; \qquad (9.49)$$

$$D_E = \max\left\{\frac{D + D_1}{2\cos\alpha_1};\ \frac{D}{\cos\alpha_1} - 0,31\left(D + D_1\right)\sqrt{\frac{D + D_1}{s_к - c}} \cdot \mathrm{tg}\alpha_1\right\}. \qquad (9.50)$$

Значення коефіцієнта B_1 визначаємо за формулою

$$B_1 = \min\left\{1,0;\ 9,45\frac{D_E}{l_E}\sqrt{\frac{D_E}{100(s_к - c)}}\right\}. \qquad (9.51)$$

9.3.6.6 З'єднання обичайки без тороїдального переходу (рис. 9.17, а, б)

Розрахункові формули застосовні за умов:

$$\alpha_1 \le 70^\circ;\ \ 0 \le \alpha_2 < \alpha_1;\ \ (s_1 - c) \ge (s_2 - c).$$

Якщо $(s_1 - c) < (s_2 - c)$, то при перевірному розрахунку слід приймати $s_1 - c = s_2 - c$.

Товщину стінки визначаємо за формулами:

$$s_{2р} = \frac{pD\beta_1}{2[\sigma]_2\varphi_р - p} \cdot \frac{1}{\cos\alpha_2}; \qquad (9.52)$$

$$s_2 \ge s_{2р} + c. \qquad (9.53)$$

У разі з'єднання конічної і циліндричної обичайок (див. рис. 9.13, *б*) $\cos\alpha_2 = 1$. При визначенні коефіцієнта форми β_1 коефіцієнт β розраховуємо за формулою (9.56) або знаходимо за діаграмою (рис. 9.23). Розрахунок товщини стінки конічного елемента переходу проводимо за допомогою відношення товщини стінок $\left(\frac{s_1 - c}{s_2 - c}\right)$

$$s_1 \geq \left(\frac{s_1 - c}{s_2 - c} \right) s_{2\text{p}} + c \,. \qquad (9.54)$$

Коефіцієнт форми визначаємо за формулою

$$\beta_1 = \max\{0{,}5;\ \beta\}, \qquad (9.55)$$

де β визначаємо за формулою

$$\beta = 0{,}4 \frac{D}{s_2 - c} \frac{(\text{tg}\alpha_1 - \text{tg}\alpha_2)\cos\alpha_2}{\dfrac{1}{\sqrt{\cos\alpha_2}} + \sqrt{\dfrac{1 + \chi\left(\dfrac{s_1 - c}{s_2 - c}\right)}{2\cos\alpha_1}\chi\left(\dfrac{s_1 - c}{s_2 - c}\right)}} - 0{,}25. \qquad (9.56)$$

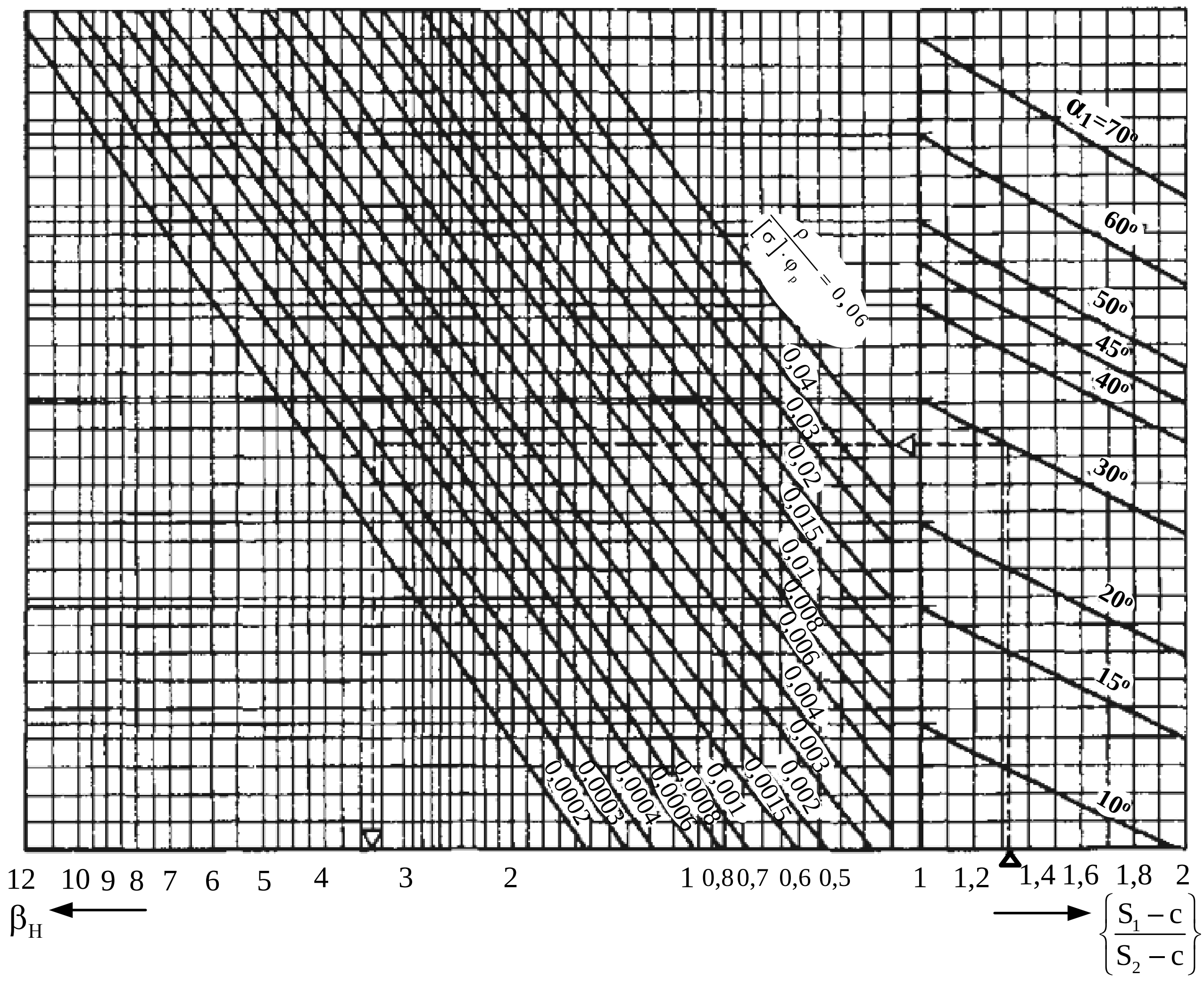


Рисунок 9.23 – Діаграма для визначення коефіцієнта β при розрахунку товщини стінок переходів обичайок

Для з’єднання конічної і циліндричної обичайок ($\alpha_2 = 0$) коефіцієнт β може бути визначений за діаграмою (рис. 9.23 або рис. 9.24).

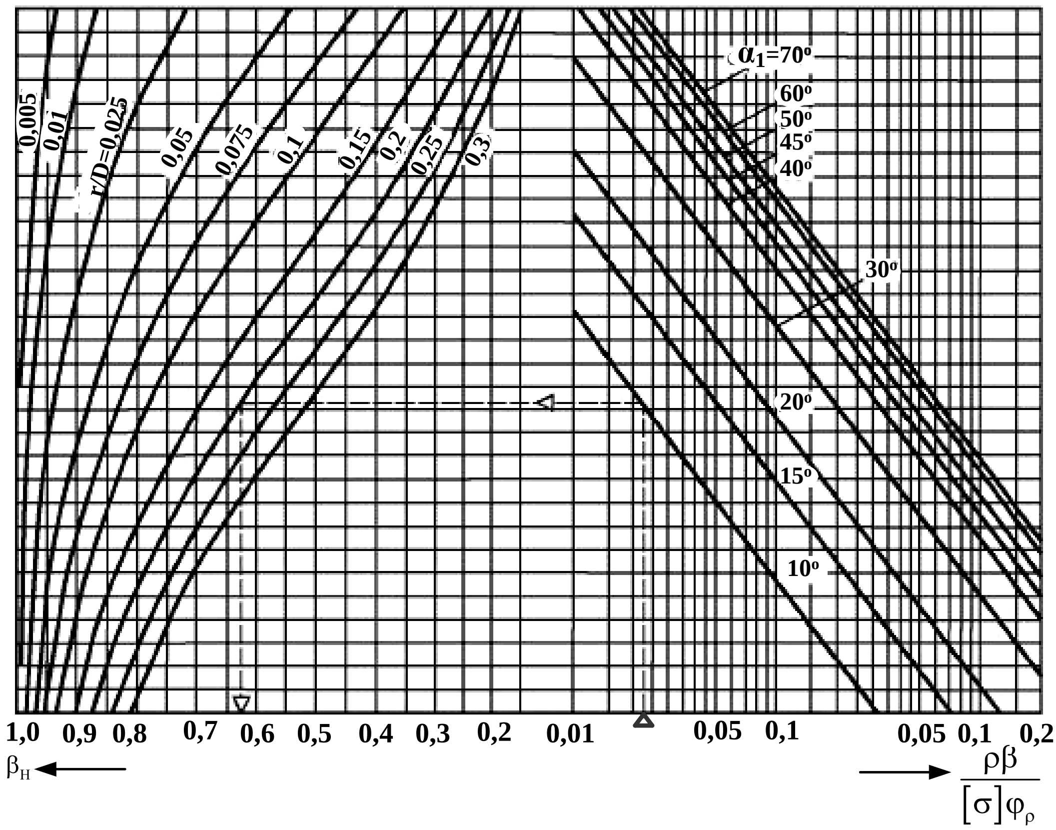


Рисунок 9.24 – Діаграма для визначення коефіцієнта β при виконанні перевірного розрахунку

Допустимий внутрішній надмірний або зовнішній тиски $[p]$ з умови міцності перехідної частини визначаємо за формулою

$$[p] = \frac{2[\sigma]\varphi_p(s_2 - c)}{\dfrac{D\beta_1}{\cos\alpha_2} + (s_2 - c)}, \qquad (9.57)$$

де коефіцієнт β_1 визначаємо за формулою (9.55).

9.3.6.7 З'єднання конічної обичайки зі зміцнюючим кільцем

Розрахункові формули застосовні за умов:

$$\alpha_1 \le 70^\circ;$$

▪ при з'єднанні з циліндричною обичайкою (див. рис. 9.17, *в*)

$$(s_1 - c) \ge (s_2 - c).$$

Якщо $(s_1 - c) < (s_2 - c)$, то при перевірному розрахунку слід приймати $s_1 - c = s_2 - c$.

▪ при з'єднанні за рис. 9.21 тільки за відсутності згинального моменту на кільці.

Площу поперечного перерізу зміцнюючого кільця визначаємо за формулами:

▪ при з’єднанні за рис. 9.17, *в*

$$A_{\text{к}} = \frac{pD^2 \mathrm{tg}\alpha_1}{8[\sigma]_{\text{к}} \varphi_{a\text{р}}} \left(1 - \frac{\beta_{\text{А}} + 0,25}{\beta + 0,25}\right), \tag{9.58}$$

де

$$\beta_{\text{А}} = \left(\frac{2[\sigma]_2 \varphi_{\text{р}}}{p} - 1\right) \frac{s_2 - c}{D}. \tag{9.59}$$

Коефіцієнт β визначаємо за формулою (9.56), або за діаграмою наведеною на рис. 9.24.

При $A_{\text{к}} \le 0$ зміцнення кільцем жорсткості не потрібно.

▪ при з’єднанні за рис. 9.21

$$A_{\text{к}} = \frac{pD^2 \mathrm{tg}\alpha_1}{8[\sigma]_{\text{к}} \varphi_{a\text{р}}}. \tag{9.60}$$

У випадках дії навантаження від зовнішнього тиску або зосередженої стискної сили, або згинального моменту, зварний шов стикового з’єднання кільця має бути проварений безперервним швом. При визначенні площі поперечного перерізу $A_{\text{к}}$ слід враховувати також переріз стінок обичайок, який розташовано між зовнішніми швами кільця та обичайок.

Внутрішній надмірний або зовнішній тиск, що допускається, з умови міцності перехідної частини визначаємо за формулами:

▪ при з’єднанні за рис. 9.17, *в*

$$[p] = \frac{2[\sigma](s_2 - c)}{D\beta_2 + (s_2 - c)}; \tag{9.61}$$

▪ при з’єднанні за рис. 9.21

$$[p]_{П} = A_{\text{к}} \frac{8[\sigma]_{\text{к}} \varphi_{a\text{р}}}{D^2 \mathrm{tg}\alpha_2}. \tag{9.62}$$

Загальний коефіцієнт форми β_2 для перехідної частини визначається за формулою

$$\beta_2 = \max\{0,5;\ \ \beta_0\}, \tag{9.63}$$

$$\beta_0 = \frac{0{,}4\sqrt{\dfrac{D}{s_2-c}}\mathrm{tg}\alpha_1 - B_3\left[1+\dfrac{\sqrt{1+\chi\left(\dfrac{s_1-c}{s_2-c}\right)^2}}{2\cos\alpha_1}\chi\dfrac{(s_1-c)}{(s_2-c)}\right]}{B_2+\left[1+\sqrt{\dfrac{1+\chi\left(\dfrac{s_1-c}{s_2-c}\right)^2}{2\cos\alpha_1}\chi\left(\dfrac{s_1-c}{s_2-c}\right)}\right]}. \qquad (9.64)$$

де

Коефіцієнти B_2 і B_3 визначаємо за формулами:

$$B_2 = \frac{1{,}6A_{\text{к}}}{(s_2-c)\sqrt{D(s_2-c)}}\cdot\frac{[\sigma]_{\text{к}}\varphi_{ap}}{[\sigma]_2\varphi_{\text{р}}};\quad B_3 = 0{,}25.$$

Перевіряємо міцність зварного шва зміцнювального кільця

$$\sum t_j \geq \frac{4A_{\text{к}}}{D}, \qquad (9.65)$$

де $\sum t_j$ – сума усієї ефективної ширини зварних тримальних швів між зміцнювальним кільцем і обичайкою (див. рис. 9.17, *в*).

У переривчастого зварного шва дійсна його ширина зменшується відносно зварного шва усього периметра обичайки. Відстань між кінцями переривчастих зварних швів має бути не менше половини довжини контуру кільця.

9.3.6.8 З'єднання обичайок з тороїдальним переходом (рис. 9.18, а, б)

Розрахункові формули застосовні за умов:

$$\alpha_1 \leq 70^\circ;\quad 0 \leq \alpha_2 < \alpha_1;\quad 0 \leq \frac{r}{D} < 0{,}3.$$

Товщину стінки визначаємо за формулою

$$s_{\text{т}} \geq s_{\text{т.р}} + c, \qquad (9.66)$$

де

$$s_{\text{т.р}} = \frac{pD\beta_3}{2\varphi_{\text{р}}[\sigma]-p}\frac{1}{\cos\alpha_2}. \qquad (9.67)$$

У разі з'єднання конічної і циліндричної обичайок (див. рис. 9.18, *б*) $\cos\alpha_2 = 1$.

Коефіцієнт β_3 визначаємо за формулою (9.69), а коефіцієнти β та $\beta_{\text{Т}}$ визначаємо відповідно за формулами (9.56, 9.70) або за діаграмами (рис. 9.23, 9.25).

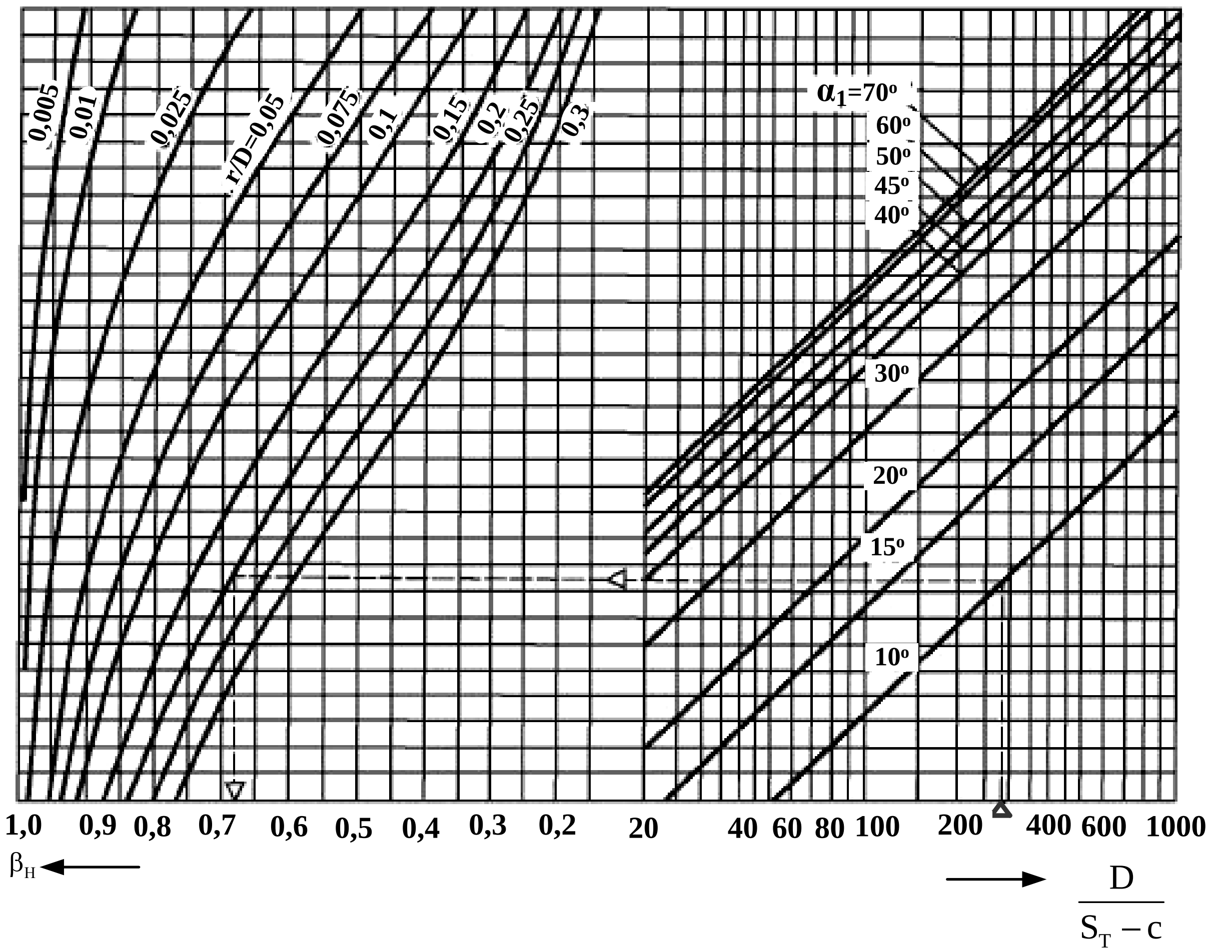


Рисунок 9.25 – Діаграма для визначення коефіцієнта $\beta_т$ при розрахунку товщини стінок-переходів обичайок

Внутрішній надмірний або зовнішній тиск, що допускається, з умови міцності перехідної частини визначаємо за формулою

$$[p]=\frac{2[\sigma]\varphi_p(s_т-c)}{\dfrac{D\beta_3}{\cos\alpha_2}+(s_т-c)}, \tag{9.68}$$

де

$$\beta_3=\max\{0{,}5;\ \ \beta\beta_T\}, \tag{9.69}$$

а β визначаємо за формулою (9.56) при $\chi=1$ та $\left(\dfrac{s_1-c}{s_2-c}\right)=1$, коефіцієнт β_T – за формулою

$$\beta_T=\frac{1}{1+\dfrac{0{,}028\dfrac{r}{D}\sqrt{\dfrac{D}{s_т-c}}(\alpha_1-\alpha_2)}{\dfrac{1}{\sqrt{\cos\alpha_1}}+\dfrac{1}{\sqrt{\cos\alpha_2}}}}. \tag{9.70}$$

9.3.6.9 З'єднання штуцера або внутрішнього циліндричного корпусу з конічною обичайкою (рис. 9.17, г)

Розрахункові формули застосовні за умови $\alpha_1 \le 70^\circ$.

Товщину стінки визначаємо з нерівності

$$s_2 \ge s_{2\text{р}} + c, \tag{9.71}$$

де

$$s_{2\text{р}} = \frac{pD\beta_4}{2\varphi_\text{р}\left[\sigma\right] - p}. \tag{9.72}$$

Розрахунок товщини стінки конічного елемента перехідної частини проводимо за допомогою відношення товщини стінок

$$s_1 \ge \left(\frac{s_1 - c}{s_2 - c}\right) s_{2\text{р}} + c. \tag{9.73}$$

Допустимий внутрішній надлишковий або зовнішній тиск з умови міцності перехідної частини визначаємо за формулою

$$[p] = \frac{2[\sigma]_2 \varphi_\text{р} (s_2 - c)}{D\beta_4 + (s_2 - c)}. \tag{9.74}$$

Коефіцієнт форми β_4 визначаємо за формулою

$$\beta_4 = \max\left\{1,0;\ \ \beta_\text{Н}\right\}, \tag{9.75}$$

де

$$\beta_\text{Н} = \beta + 0,75 \text{ при } \chi\left(\frac{s_1 - c}{s_2 - c}\right)^2 \ge 1, \tag{9.76}$$

$$\beta_\text{Н} = 0,4\frac{D}{s_2 - c} \cdot \frac{\text{tg}\alpha_1}{\chi\left(\frac{s_1 - c}{s_2 - c}\right)\sqrt{\frac{s_1 - c}{(s_2 - c)\cos\alpha_1}} + \sqrt{\frac{1 + \chi\left(\frac{s_1 - c}{s_2 - c}\right)}{2}}} + 0,5, \tag{9.77}$$

при $\chi\left(\frac{s_1 - c}{s_2 - c}\right) < 1$.

Коефіцієнт $\beta_\text{Н}$ можна в обох випадках визначити також за діаграмами (рис. 9.27, 9.28).

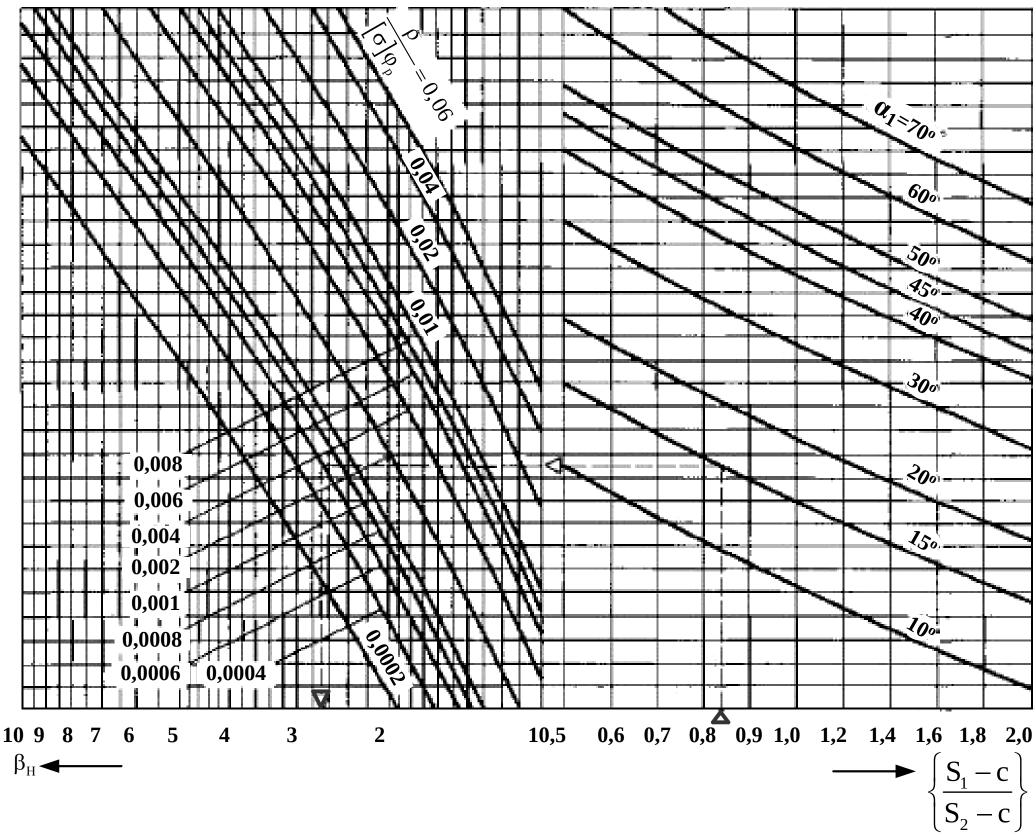


Рисунок 9.26 – Діаграма для визначення коефіцієнта $\beta_т$ при виконанні перевірного розрахунку

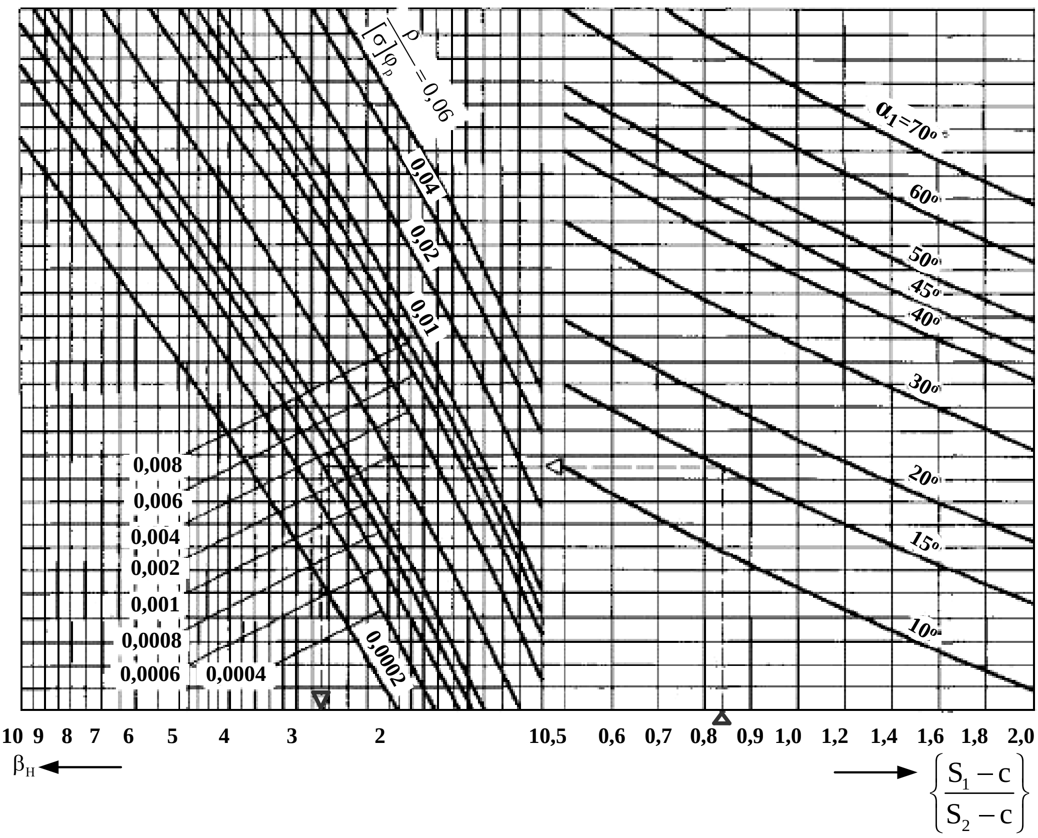


Рисунок 9.27 – Діаграма для визначення коефіцієнта $\beta_н$ при розрахунку товщини стінок переходів обичайок

9.3.6.10 Пологе конічне днище з тороїдальним переходом (рис. 9.22, а)

Розрахункові формули застосовні для дії внутрішнього надлишкового тиску при виконанні умови $\alpha_1 > 70^\circ$.

Товщину стінки приймаємо:

$$s' \geq \min\left\{\max\{s_к;\ s_т\};\quad s'_р + c\right\}; \tag{9.78}$$

$$s'_р = 0{,}3(D-r)\frac{\alpha_1}{90}\sqrt{\frac{p}{[\sigma]\varphi_р}}, \tag{9.79}$$

де $s_к$ визначаємо за формулою (9.43) при $D_к = D$, а $s_т$ визначаємо за формулою (9.66).

Допустимий внутрішній надлишковий тиск приймаємо як більше зі значень

$$[p] = \varphi_р[\sigma]\left[\frac{(s'-c)}{0{,}3(D-r)}\frac{90^\circ}{\alpha_1}\right]^2 \tag{9.80}$$

і менше зі значень [*p*], що визначаються за п. 9.3.6.4 при $s_к = s'$ і за п. 9.3.6.8 при $s_т = s'$.

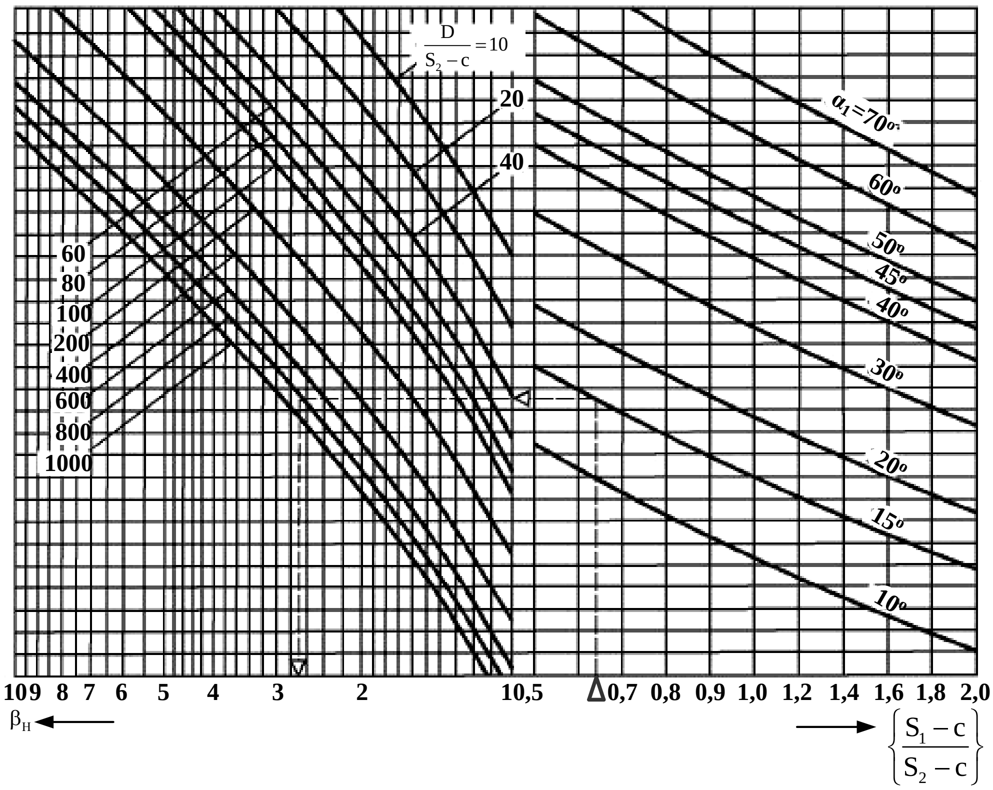


Рисунок 9.28 – Діаграма для визначення коефіцієнта $\beta_н$ при виконанні перевірного розрахунку

9.3.6.11 Пологе конічне днище зі зміцнюючим кільцем (рис. 9.22, б)

Розрахункові формули застосовні для дії внутрішнього надлишкового тиску при виконанні умов: $\alpha_1 > 70^\circ$; $s_к = s'$.

Товщину стінки конічного днища визначаємо за п. 9.3.6.4 при $D_к = D$.

Площу поперечного перерізу зміцнюючого кільця визначаємо за формулами (9.58, 9.59, 9.60), в яких при визначенні β слід прийняти $\left(s_1 - c\right) = 0$.

Допустимий внутрішній надлишковий тиск визначаємо для конічного днища за п. 9.3.6.4 при $D_к = D$ і для зміцнюючого кільця за п. 9.3.6.7, в якому при визначенні β_2 слід прийняти $\left(s_1 - c\right) = 0$. Розрахунок застосовуємо при дотриманні нерівності (9.65).

9.3.6.12 Пологе конічне днище без тороїдального переходу і без зміцнюючого кільця (рис. 22, в)

Розрахункові формули застосовні для дії внутрішнього надлишкового тиску при виконанні умови $\alpha_1 > 70^о$.

Товщину стінки приймаємо

$$s' \geq \min\left\{\max\{s_к;\ s_1\};\ \ s'_р + c\right\}, \tag{9.81}$$

де $s'_р$ визначаємо за формулою (9.79) при $r = 0$, $s_к$ визначаємо за п. 9.3.6.4 при $D_к = D$, а s_1 визначаємо за формулою (9.54).

Допустимий внутрішній надлишковий тиск приймаємо як більше зі значення $[p]$, що визначається за формулою (9.80) при $r = 0$, і менше із значень $[p]$, які визначаються за п. 9.3.6.4 при $s' = s_к$ та $D_к = D$ і за п. 9.3.6.6.

9.3.6.13 Пологе конічне днище, навантажене зовнішнім тиском

Розрахункові формули застосовні для дії зовнішнього тиску за умови $\alpha_1 > 70^о$.

Допустимий зовнішній тиск визначаємо за формулою (9.46), допустимий тиск у межах пластичності за формулою (9.47) і допустимий тиск у межах пружності за формулою

$$[p]_E = \frac{4EK}{n_y} \cdot \left(\frac{s' - c}{D_к}\right)^2 \cos^2\alpha_1, \tag{9.82}$$

де $$K = \min\left\{0{,}36;\ \max\left\{\frac{0{,}1\xi+5}{\xi-4};\ 0{,}12\right\}\right\}, \tag{9.83}$$

а ξ визначаємо за формулою $\xi = \dfrac{D_к}{2(s'-c)\cos\alpha_1}$.

9.3.6.14 Гладкі конічні обичайки, навантажені осьовою розтяжною силою

Товщину стінки визначаємо з нерівності

$$s_к \ge s_{к.р} + c, \tag{9.84}$$

де $$s_{к.р} = \frac{F}{\pi D_1 \varphi_Т [\sigma]} \frac{1}{\cos\alpha_1}. \tag{9.85}$$

Допустима розтяжна сила розраховується за формулою

$$[F] = \pi D_1 (s_к - c)\varphi_Т [\sigma]\cos\alpha_1. \tag{9.86}$$

9.3.6.15 Гладкі конічні обичайки, навантажені осьовою стискною силою

Розрахункові формули застосовні за умови $\alpha_1 \le 70^\circ$.

Допустиму осьову стискну силу [*F*] визначаємо за формулою

$$[F] = \min\left\{\frac{[F]_П}{\sqrt{1+\left(\dfrac{[F]_П}{[F]_E}\right)^2}};\ \frac{D_1}{D_F}[F]_П\right\}, \tag{9.87}$$

де допустима осьова сила з умови міцності

$$[F]_П = \pi D_F (s_к - c)[\sigma] D_F \cos\alpha_1, \tag{9.88}$$

а допустима осьова сила з умови стійкості в межах пружності

$$[F]_E = \frac{310\cdot 10^{-5} E}{n_y}(D_F\cos\alpha_1)^2\left[\frac{100(s_к-c)}{D_F}\right]^2, \tag{9.89}$$

де $$D_F = \frac{0{,}9D + 0{,}1D_1}{\cos\alpha_1}. \tag{9.90}$$

9.3.6.16 З'єднання обичайок без тороїдального переходу

Розрахункові формули застосовні при виконанні умов п. 9.3.6.6.

Допустиму осьову розтягувальну або стискальну силу [*F*] з умови міцності перехідної частини визначаємо за формулою

$$[F]=\pi D\cdot\frac{(s_2-c)[\sigma]_2\varphi_p\cos\alpha_2}{\beta_5},\qquad(9.91)$$

де коефіцієнт форми β_5 визначаємо за формулою

$$\beta_5=\max\{1,0;\ \ (2\beta+1,2)\}.$$

Коефіцієнт β визначаємо за формулою (9.56) або за діаграмою наведеною на рис. 9.24.

9.3.6.17 З'єднання конічної і циліндричної обичайок з зміцнювальним кільцем

Розрахункові формули застосовні при виконанні умов п. 9.3.6.7.

Допустиму осьову розтягувальну або стискальну силу $[F]$ з умови міцності перехідної частини визначаємо за формулою

$$[F]=\pi D\frac{(s_2-c)[\sigma]_2\varphi_p}{\beta_6},\qquad(9.92)$$

де $\beta_6=\max\{1,0;\ \ 2\beta_0\}$.

Коефіцієнт β_0 визначаємо за формулою (9.64), в якій слід прийняти $B_3=-0,35$.

Перевірку міцності зварного шва зміцнюючого кільця виконуємо за формулою (9.65).

9.3.6.18 З'єднання обичайок із тороїдальним переходом

Розрахункові формули застосовні при виконанні умов п. 9.3.6.8.

Допустиму осьову розтягувальну або стискальну силу $[F]$ з умови міцності перехідної частини визначаємо за формулою

$$[F]=\pi D\frac{(s_т-c)[\sigma]\varphi_p\cos\alpha_2}{\beta_7},\qquad(9.93)$$

де $\beta_7=\max\{1,0;\ \ \beta_T(2\beta+1,2)\}$.

Коефіцієнти β і β_T визначаємо відповідно за формулами (9.56) і (9.70) або за діаграмами наведеними на рис. 9.24, 9.26.

9.3.6.19 З'єднання штуцера або внутрішнього циліндричного корпусу з конічною обичайкою

Розрахункові формули застосовні при виконанні умов за п. 9.3.6.9.

Допустиму осьову розтягувальну або стискальну силу [F] з умови міцності перехідної частини визначаємо за формулою

$$[F]=\pi D\frac{(s_2-c)[\sigma]_2\,\varphi_{\text{р}}}{\beta_8}, \tag{9.94}$$

де $\beta_8=\max\{1{,}0;\ \ (2\beta_{\text{Н}}-1)\}$.

Коефіцієнт форми $\beta_{\text{Н}}$ визначаємо за формулою (9.77), або за діаграмою (див. рис. 9.27).

9.3.6.20 Конічні обичайки, навантажені згинальним моментом

Допустимий згинальний момент розраховуємо за формулами:

▪ з умови міцності

$$[M]=\frac{D_{\text{р}}}{4}[F], \tag{9.95}$$

де розрахунковий діаметр $D_{\text{р}}=D_1$ для конічного переходу (див. рис. 9.19) і [F] визначаємо за формулою (9.86).

▪ з умови стійкості

$$[M]=\frac{[M]_{\text{П}}}{\sqrt{1+\left(\dfrac{[M]_{\text{П}}}{[M]_E}\right)^2}}, \tag{9.96}$$

де $[M]_{\text{П}}=\dfrac{D_F}{4}[F]_{\text{П}}$, $[M]_E=\dfrac{D_F}{3{,}5}[F]_E$, а D_F визначаємо за формулою (9.90).

Допустимі осьові сили [F], $[F]_E$ та $[F]_{\text{П}}$ визначаємо за п. 9.3.6.15.

При з’єднанні обичайок допустимий згинальний момент з умови міцності перехідної частини визначаємо за формулою

$$[M]=\frac{D}{4}[F], \tag{9.97}$$

де допустиму осьову силу [F] визначаємо за формулами (9.93, 9.94, 9.95) залежно від виду з’єднання.

9.3.6.21 Сполучення навантажень

Якщо конічна обичайка навантажена тиском, осьовою силою та згинальним моментом, і сума еквівалентних тисків цих навантажень, що визначаються за формулами:

$$p_F = \frac{4F}{\pi D_{\text{р}}^2};\ p_M = \frac{16M}{\pi D_{\text{р}}^3}, \tag{9.98}$$

становить для відповідного розрахункового діаметра менше 10 % робочого тиску, то конічну обичайку розраховують тільки на дію тиску.

У разі дії зовнішнього тиску необхідно перевірити умови стійкості за формулою

$$-\frac{p}{[p]} - \frac{F}{[F]} + \frac{M}{[M]} \le 1. \tag{9.99}$$

При перевірці міцності або стійкості для спільної дії навантажень у формулах (9.99) і (9.101) для розрахункового зовнішнього тиску підставляють мінус p, а для осьової стискаючої сили мінус F. Згинальний момент M завжди приймають зі знаком плюс.

Крім того, повинна бути виконана перевірка стійкості від окремих навантажень:

$$|p| \le [p];\ |F| \le [F];\ M \le [M]. \tag{9.100}$$

Допустимі навантаження $[p]$, $[F]$, $[M]$ визначаємо за пп. 9.3.6.5, 9.3.6.15 та 9.3.6.20. Перевірку проводимо, якщо не виконана умова хоча б для одного з розрахункових діаметрів конічної обичайки.

При дії внутрішнього тиску у формулі (9.99) слід прийняти $p = 0$.

Крім перевірки умов міцності від окремих навантажень за формулами (9.100) необхідно перевірити виконання умови

$$\left| \frac{p}{[p]} + \frac{F}{[F]} \right| + \frac{M}{[M]} \le 1, \tag{9.101}$$

де $[p]$, $[F]$, $[M]$ – допустимі навантаження для перехідної частини обичайки.

Перевірку проводять, якщо не виконана умова п. 9.3.6.21 при $D_{\text{р}} = D$.

Контрольні запитання до практичної частини

1. Наскільки повинні бути зміщені подовжні зварні шви в листах суміжних обичайок?
2. Яка допускається неперпендикулярність торців обичайки до її твірної?
3. Яким вимогам повинні задовольняти корпуси апаратів, зварені з окремих обичайок?
4. Дозволено виготовляти обичайки вальцюванням карт, зварюваних у стик із невеликих листів. У цьому випадку ширина листів у карті повинна бути не менше ніж…?
5. Що таке розрахункова температура?
6. Що таке робоча температура?
7. Дайте визначення робочого тиску.
8. Дайте визначення розрахункового тиску.
9. Що таке пробний тиск?
10. Що таке умовний тиск?
11. Коли використовують границю повзучості?
12. З чого складається додаток до розрахункової товщини стінки оболонки?
13. У яких випадках враховують додатки c_2 та c_3?
14. У яких випадках враховують $c_е$?
15. За якою формулою слід обчислювати товщину стінки гладкої циліндричної обичайки, навантаженої внутрішнім надлишковим тиском?
16. Чому дорівнює коефіцієнт запасу міцності $n_д$ для посудин та апаратів, що працюють в умовах повзучості при розрахунковому терміні експлуатації від 10^4 до 2×10^5 годин?
17. Чому дорівнює коефіцієнт запасу стійкості $n_у$ для розрахунку посудин та апаратів на стійкість за нижньою критичною напругою в межах пружності для робочих умов та для умов випробування і монтажу?
18. За якою формулою слід обчислювати допустиму напругу для умов випробування?
19. За якою формулою слід обчислювати допустимий внутрішній надлишковий тиск?
20. За якою формулою слід обчислювати допустимий зовнішній тиск?
21. За якою формулою слід обчислювати розрахунковий ефективний момент інерції $I_р$ кільця жорсткості?

22. Від чого залежить вибір коефіцієнта міцності зварних швів?

23. Чим викликана поява крайових навантажень по контуру з'єднання елементів?

24. Наведіть рівняння сумісності радіальних і кутових деформацій для краю оболонки.

25. Який характер мають згинальні напруги від дії крайових навантажень?

26. Наведіть напруги, які виникають на зовнішній і внутрішній поверхнях краю оболонки.

27. Наведіть напруги, що виникають на зовнішній і внутрішній поверхнях краю плоского круглого днища.

28. Коли не слід збільшувати допустимі напруги для крайових зон?

10 ПРИКЛАДИ РОЗВ’ЯЗАННЯ

Задача № 1

Розрахувати товщину стінок секцій вертикального роторно-плівкового апарата з паровим обігрівом (рис. 10.1).

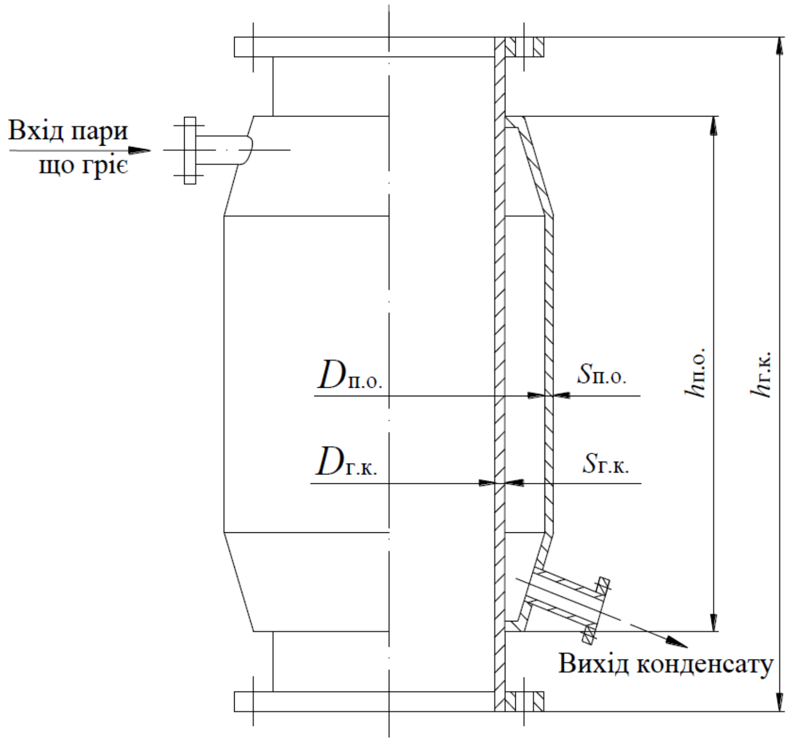


Рисунок 10.1 – Вертикальний роторно-плівковий апарат з паровим обігрівом

Вихідні дані:

Внутрішній діаметр гріючої камери – $D_{г.к} = 0{,}6$ м.

Висота гріючої камери – $h_{г.к} = 1{,}2$ м.

Внутрішній діаметр парової оболонки – $D_{п.о} = 0{,}7$ м.

Висота парової оболонки – $h_{п.о} = 1{,}1$ м.

Матеріал корпусу та парової оболонки – сталь 12Х18Н10Т (листовий прокат).

Робочий тиск в оболонці – $p_{роб} = 1{,}1$ МПа.

Внутрішній робочий тиск в апараті – $p = 0{,}5$ МПа.

Температура пари, що гріє – $t = 180$ °С.

Температура робочого вогненебезпечного середовища – $t = 160$ °С.

Швидкість корозії усередині апарата – П = 0,08 мм/рік.

Швидкість корозії парової оболонки – П = 0,02 мм/рік.

Розрахунковий термін експлуатації – τ = 10 років.

Розв'язання

Розрахунок товщини стінки парової оболонки, навантаженої внутрішнім надлишковим тиском, $p_{роб}$ = 1,1 МПа

За розрахунковий тиск приймаємо $p = 1{,}1p_{роб} = = 1{,}1\times1{,}1 = 1{,}21$ МПа, оскільки робоче середовище не є вогневибухонебезпечним (див. п. 6.2).

Товщину стінки парової оболонки розраховуємо за формулою

$$s \geq s_{р} + c\,.$$

Розрахункову товщину стінки розраховуємо за формулою

$$s_{р} = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_p - p}\,,$$

де $[\sigma] = 163$ МПа – допустима напруга для сталі 12Х18Н10Т при t = 180 ^{o}C, яку знаходимо методом інтерполяції (додат. А, табл. А.3); $\varphi_p = 1{,}0$ – коефіцієнт міцності подовжнього зварного шва (вибираємо стиковий шов із двостороннім проваром та з 100 % контролем шва [додат. В, табл. В.1]).

Отже,

$$s_{р} = \frac{1{,}21\times0{,}7}{2\times163\times1{,}0-1{,}21} = 0{,}0026 \text{ м}.$$

Знаходимо конструктивний додаток до розрахункової товщини стінки за формулою

$$c = c_1 + c_2 + c_3 = 0{,}2 + 0{,}22 + 0 = 0{,}42 \text{ мм},$$

де $c_1 = \Pi\tau = 0{,}02\times10 = 0{,}2\times10^{-3}$ м – додаток на корозію та ерозію;
$c_2 = 0{,}22\times10^{-3}$м – мінусовий допуск на товщину листа, який приймаємо залежно від товщини листа. Для цього округляємо $s_{р}$ до найближчого більшого значення $s_{р} = 3\times10^{-3}$ м (додат. Г, табл. Г.1) і там же знаходимо c_2; $c_3 = 0$ – технологічний додаток, що враховує технологію виготовлення (циліндричну обичайку виготовляємо вальцюванням, при цьому стоншування листа не відбувається).

Виконавча товщина стінки парової оболонки становитиме

$$s = 2{,}6 + 0{,}42 = 3{,}02 \text{ мм}.$$

Для виготовлення парової оболонки вибираємо товщину листа за найближчим більшим значенням з ряду стандартних: $s = 4\times10^{-3}$ м (додат. Г, табл. Г.1).

Перевіряємо умову застосовності даних рівнянь:

$$\frac{s-c}{D} \leq 0{,}1; \quad \frac{4-0{,}42}{700} = 0{,}0051 \leq 0{,}1.$$

Для товщини стінки s = 4×10^{-3} м умова виконується.

Визначаємо внутрішній допустимий надлишковий тиск при вибраній товщині стінки:

$$[p] = \frac{2[\sigma]\varphi_p (s-c)}{D + (s-c)};$$

$$[p] = \frac{2 \times 163 \times 1{,}0 \times (4-0{,}42) \times 10^{-3}}{0{,}7 + (4-0{,}42) \times 10^{-3}} = 1{,}66 \text{ МПа}.$$

Перевіряємо умову міцності $[p] \geq p$. Умова міцності для вибраної товщини стінки виконується: $1{,}66 \text{ МПа} > 1{,}1 \text{ МПа}$.

Таким чином, вибрана товщина стінки s = 4×10^{-3} м задовольняє умові міцності.

Розрахунок товщини стінки гріючої камери, яка працює під зовнішнім та внутрішнім тиском

Оскільки камера, що гріє робоче середовище, працює під зовнішнім та внутрішнім тиском, то проводимо розрахунок товщини стінки окремо для зовнішнього та внутрішнього тиску і з двох набутих значень вибираємо найбільше.

Розрахунок товщини стінки гріючої камери, навантаженої внутрішнім тиском робочого середовища, $p_{роб}$ = 0,5 МПа

За розрахунковий тиск приймаємо p = 1,1$p_{роб}$ = 1,1×0,5 = 0,55 МПа;

$$s \geq s_{р} + c.$$

Розрахункова товщина стінки

$$s_{р} = \frac{0{,}55 \times 0{,}6}{2 \times 166 \times 1{,}0 - 0{,}55} = 0{,}00099 \text{ м},$$

де [σ] = 166 МПа – допустима напруга для сталі 12Х18Н10Т при t = 160 °С; φ_p = 1,0 – коефіцієнт міцності зварного шва (вибираємо стиковий шов з двостороннім проваром і з 100 % контролем зварного шва).

Знаходимо конструктивний додаток до розрахункової товщини стінки за формулою

$$c = c_1+c_2+c_3 = 0{,}8 + 0{,}18 +0 = 0{,}98\times10^{-3}\text{ м},$$

де $c_1 = П\tau = 0{,}08\times10 = 0{,}8$ мм – надбавка на корозію й ерозію;
$c_2 = 0{,}18$ мм – мінусовий допуск на товщину листа.

Округляємо $s_р$ до найближчого більшого значення $s_р = 1\times10^{-3}$ м і знаходимо c_2 (додат. Г, табл. Г.1); $c_3 = 0$ – технологічна надбавка.

Тому виконавча товщина стінки у нашому випадку буде дорівнювати

$$s = 0{,}99 + 0{,}98 = 1{,}97\text{ мм}.$$

Для виготовлення камери, що гріє робоче середовище, приймаємо виконавчу товщину листа $s = 3\times10^{-3}$ м, оскільки мінімальна товщина листа для виготовлення циліндричних вальцьованих обичайок, залежно від діаметра, вибирається з додат. Г, табл. Г.2.

Тоді з урахуванням корозії

$$s = 3 + 0{,}8 = 3{,}8\text{ мм}.$$

Для виготовлення камери, що гріє робоче середовище, вибираємо товщину листа за найближчим більшим значенням з ряду стандартних: $s = 4\times10^{-3}$ м (додат. Г, табл. Г.1).

Перевіряємо умову застосовності цих рівнянь:

$$\frac{s-c}{D}\le 0{,}1;\;\; \frac{4-0{,}98}{700}=0{,}0043\le 0{,}1.$$

Умова виконується для товщини стінки $s = 4\times10^{-3}$ м.

Визначаємо внутрішній надлишковий тиск, що допускається при вибраній товщині стінки:

$$[p]=\frac{2[\sigma]\varphi_p(s-c)}{D+(s-c)};$$

$$[p]=\frac{2\times166\times1{,}0\times(4-0{,}98)\times10^{-3}}{0{,}6+(4-0{,}98)\times10^{-3}}=1{,}66\text{ МПа}.$$

Умова міцності для вибраної товщини стінки виконується: $[p]\ge p;\;\; 1{,}66\text{ МПа}>0{,}55\text{ МПа}$.

Таким чином, вибрана товщина стінки $s = 4\times10^{-3}$ м задовольняє умові міцності.

Розрахунок товщини стінки гріючої камери, навантаженої зовнішнім тиском робочого середовища, $p_{роб} = 1{,}1$ *МПа*

Розрахункову товщину стінки гріючої камери розраховуємо за формулою (7.4):

$$s_{\text{р}} \cong \max\left\{K_2 D\cdot 10^{-2};\ \frac{1{,}1pD}{2[\sigma]}\right\} \cong \max\left\{1{,}09\times 0{,}6\times 10^{-2};\ \frac{1{,}1\times 1{,}1\times 0{,}6}{2\times 163}\right\} \cong$$

$$\cong \max\{0{,}0065;\ 0{,}0022\} = 0{,}0065\ \text{м},$$

де K_2 = 1,09 – знаходимо за номограмою (див. рис. 7.4), заздалегідь визначивши K_1 і K_3:

$$K_1 = \frac{n_y p}{2{,}4\times 10^{-6}E} = \frac{2{,}4\times 1{,}1}{2{,}4\times 10^{-6}\times 1{,}978\times 10^5} = 5{,}56,$$

де E – модуль подовжньої пружності для сталі 12Х18Н10Т при t = 180 °С, E = 1,978×10^5 МПа (додат. Б, табл. Б.10); n_y – коефіцієнт запасу стійкості для робочих умов (табл. 6.3), який приймаємо таким, що дорівнює 2,4;

$$K_3 = \frac{l_{\text{р}}}{D} = \frac{1{,}1}{0{,}6} = 1{,}833.$$

За розрахункову довжину обичайки $l_{\text{р}}$ приймаємо довжину секції $h_{\text{п.о}}$ = 1,1 м.

Вибираємо з двох отриманих значень max, $s_{\text{р}}$ = 6,5×10^{-3} м.

Розраховуємо виконавчу товщину стінки:

$$s \geq s_{\text{р}} + c = 6{,}5 + 1{,}6 = 8{,}1\ \text{мм},$$

де $c = c_1 + c_2 + c_3$ = 0,8 + 0,8 + 0 = 1,6 мм – додаток до розрахункової товщини стінки; c_1= Пτ = 0,08×10 = 0,8 мм – надбавка на корозію та ерозію; c_2 = 0,8 мм – мінусовий допуск на товщину листа (додат. Г, табл. Г.1); c_3 = 0 – технологічний додаток.

Для виготовлення камери, що гріє робоче середовище, вибираємо товщину листа за найближчим більшим значенням з ряду стандартних: s = 10×10^{-3} м.

Перераховуємо K_2:

$$K_2 = \frac{10^2(s-c)}{D} = \frac{10^2\times(10-1{,}6)\times 10^{-3}}{0{,}6} = 1{,}4.$$

Знаходимо: $K_4 = \dfrac{10^3[\sigma]}{E} = \dfrac{10^3\times 163}{1{,}978\times 10^5} = 0{,}824$ – відповідна штрих-пунктирна лінія на номограмі (див. рис. 7.4).

Якщо набуте значення коефіцієнта K_1 лежить нижче від відповідної штрих-пунктирної лінії K_4 (див. рис. 7.4), то величину $[p]$ в попередньому розрахунку допускається визначати за формулою (7.8). Якщо набуте значення коефіцієнта K_1 лежить вище за штрих-пунктирну лінію, то величину $[p]$ можна визначити за формулою (7.5):

$$[p] = \frac{[p]_{\Pi}}{\sqrt{1+\left(\frac{[p]_{\Pi}}{[p]_E}\right)^2}} = \frac{4,5}{\sqrt{1+\left(\frac{4,5}{2,168}\right)^2}} = 1,95 \text{ МПа},$$

де $[p]_{\Pi}$ – допустимий тиск за умови міцності становить

$$[p]_{\Pi} = \frac{2[\sigma](s-c)}{D+(s-c)} = \frac{2\times163\times(10-1,6)\times10^{-3}}{0,6+(10-1,6)\times10^{-3}} = 4,5 \text{ МПа},$$

а $[p]_E$ – допустимий тиск за умови стійкості в межах пружності

$$[p]_E = \frac{20,8\cdot10^{-6}E}{n_y B_1}\cdot\frac{D}{l}\left[\frac{100(s-c)}{D}\right]^{2,5} = \frac{(20,8\times10^{-6})\times(1,978\times10^5)}{2,4\times1,0}\times$$

$$\times\frac{0,6}{1,1}\times\left[\frac{100\times(10-1,6)\times10^{-3}}{0,6}\right]^{2,5} = 2,168 \text{ МПа},$$

де B_1 – безрозмірний коефіцієнт

$$B_1 = \min\left\{1,0;\ 9,45\frac{D}{l}\sqrt{\frac{D}{100(s-c)}}\right\} =$$

$$= \min\left\{1,0;\ 9,45\frac{0,6}{1,1}\sqrt{\frac{0,6}{100\times(10-1,6)\times10^{-3}}}\right\} = \min\{1,0;\ 4,38\}.$$

Приймаємо B_1= 1,0.

Умова міцності $[p] \geq p$; $1,95 \text{ МПа} > 1,1 \text{ МПа}$ виконується, а отже, вибрана товщина стінки гріючої камери s = 10×10^{-3} м задовольняє умові міцності.

Для виготовлення корпусу камери, що гріє робоче середовище, вибираємо більшу товщину стінки, яка вийшла при дії зовнішнього тиску s = 10×10^{-3} м.

Якщо забезпечується одночасна дія тиску – зовнішнього (гріюча пара в паровій оболонці) та внутрішнього (надлишковий тиск робочого середовища у апараті), то допускається проводити розрахунок товщини стінки на різницю тиску $p = p_{\text{роб}_{\text{зов.}}} - p_{\text{роб}_{\text{внут.}}} = 1,1 - 0,5 = 0,6$ МПа.

У додат. Ж, табл. Ж.1, наведено варіанти завдань для проведення практичних і самостійних занять з розрахування на міцність посудин і апаратів.

Задача № 2

Визначити напруги, що виникають у місці з’єднання елементів конструкції теплообмінного апарата (рис. 10.2).

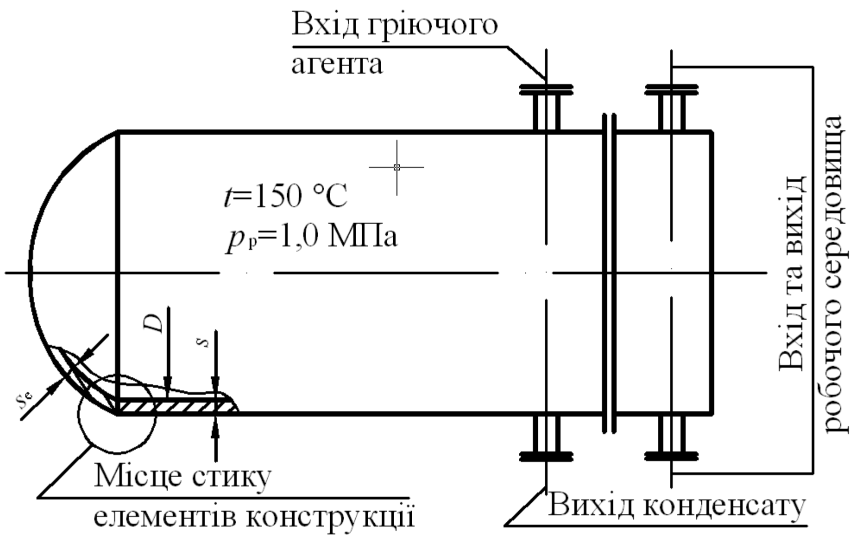


Рисунок 10.2 – Теплообмінник кожухотрубчастий з *U*-подібними трубками, де умовно не вказані опори

Вихідні дані:

Внутрішній тиск – $p_р$ = 1,0 МПа.

Внутрішній діаметр апарата – D = 2000 мм.

Розрахункова температура стінок апарата – t = 150 °C.

Матеріал корпусу – листовий прокат зі сталі 12ХМ.

Елементи, що з’єднуються – циліндрична обичайка (s = 8 мм), еліптичне днище ($s_е$ = 8 мм).

Збільшення до розрахункової товщини листа приймаємо c = 1 мм.

Коефіцієнт міцності зварних швів приймаємо φ = 1 (додат. В, табл. В.1).

Модуль поздовжньої пружності при заданій температурі обираємо з додат. Б, табл. Б.10 – $E = 2{,}05 \times 10^5$ МПа.

Розв’язання

Розраховуємо допустиму напругу, що діє на краю елемента. Для цього з додат. А, табл. А.2 знаходимо допустиму напругу при розрахунковій температурі [σ] = 146 МПа:

$$[\sigma]_{кр} = [\sigma];$$

$$[\sigma]_{кр} = 1{,}3 \times 146 = 189{,}8 \text{ МПа}.$$

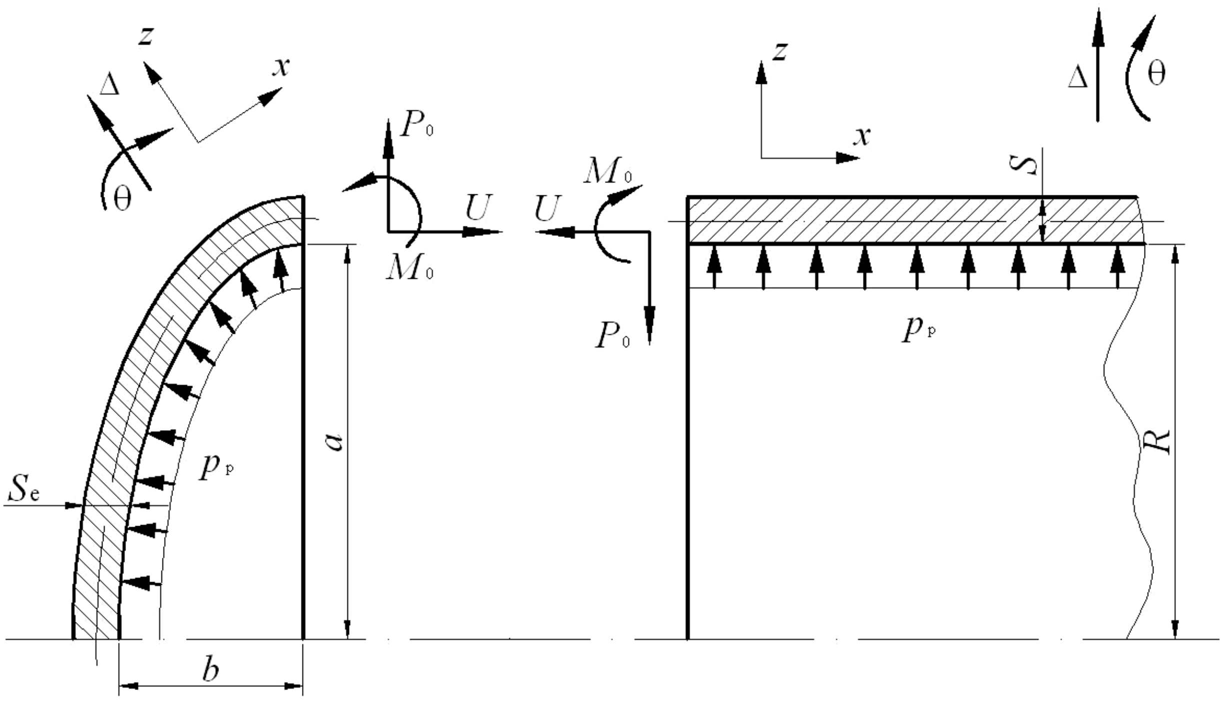


Рисунок 10.3 – Деформації для місця стику обичайки з еліптичним днищем

Складемо систему рівнянь сумісності деформацій для місця стику обичайки з еліптичним днищем (рис. 10.3):

$$\left.\begin{aligned} \Delta_p^{\text{ц}} - \Delta_{P_0}^{\text{ц}} + \Delta_{M_0}^{\text{ц}} &= \Delta_p^{\text{е}} + \Delta_{(P_0-P)}^{\text{е}} + \Delta_{M_0}^{\text{е}}; \\ \theta_p^{\text{ц}} - \theta_{P_0}^{\text{ц}} + \theta_{M_0}^{\text{ц}} &= -\theta_p^{\text{е}} - \theta_{(P_0-P)}^{\text{е}} - \theta_{M_0}^{\text{е}}, \end{aligned}\right\}$$

де $\Delta_p^{\text{ц}}$, $\Delta_{P_0}^{\text{ц}}$, $\Delta_{M_0}^{\text{ц}}$, $\theta_p^{\text{ц}}$, $\theta_{P_0}^{\text{ц}}$, $\theta_{M_0}^{\text{ц}}$ – відповідно радіальні й кутові деформації краю циліндричної обичайки під дією навантажень *p*, P_0 і M_0; $\Delta_p^{\text{с}}$, $\Delta_{(P_0-P)}^{\text{с}}$, $\Delta_{M_0}^{\text{с}}$, $\theta_p^{\text{с}}$, $\theta_{(P_0-P)}^{\text{с}}$, $\theta_{M_0}^{\text{с}}$ – відповідно радіальні й кутові деформації сферичної оболонки під дією навантажень *p*, *P*, P_0 і M_0.

Підставляємо в систему рівнянь відповідні значення деформацій з додатка Д, табл. Д.1 і одержуємо

$$\left.\begin{aligned}
&\frac{(2-\mu)R^2}{2E(s-c)}p_\text{р}-\frac{2\beta R^2}{E(s-c)}P_0+\frac{2\beta^2R^2}{E(s-c)}M_0=\\
&=\frac{p_\text{р}a^2}{2E(s_\text{e}-c)}\left(2-\mu-\frac{a^2}{b^2}\right)+\frac{2\beta_\text{e}a^2}{E(s_\text{e}-c)}P_0+\frac{2\beta_\text{e}^2a^2}{E(s_\text{e}-c)}M_0;\\
&0-\frac{2\beta^2R^2}{E(s-c)}P_0+\frac{4\beta^3R^2}{E(s-c)}M_0=0-\frac{2\beta_\text{e}^2a^2}{E(s_\text{e}-c)}P_0-\frac{4\beta_\text{e}^3a^2}{E(s_\text{e}-c)}M_0,
\end{aligned}\right\}$$

де $\beta=\frac{\sqrt[4]{3\left(1-\mu^2\right)}}{\sqrt{R(s-c)}}$; $\beta_\text{e}=\frac{\sqrt[4]{3\left(1-\mu^2\right)}}{\sqrt{a(s_\text{e}-c)}}$; $R=D/2$; $a=D/2$; $b=D/4$;

R = 2000/2 = 1000 мм;

a = 2000/2 = 1000 мм;

b = 2000/4 = 500 мм;

$$\beta=\frac{\sqrt[4]{3\left(1-0,3^2\right)}}{\sqrt{1,0\times(8-1)\times10^{-3}}}=15,3;$$

$$\beta_\text{e}=\frac{\sqrt[4]{3\times\left(1-0,3^2\right)}}{\sqrt{1,0\times(8-1)\times10^{-3}}}=15,3.$$

Підставляємо в систему рівнянь відповідні значення з вихідних даних та отримуємо

$$\left.\begin{aligned}
&\frac{(2-0{,}3)\times 1{,}0^2}{2\times 2{,}05\times 10^5\times(8-1)\times 10^{-3}}1{,}0-\frac{2\times 15{,}3\times 1{,}0^2}{2{,}05\times 10^5\times(8-1)\times 10^{-3}}P_0+\\
&+\frac{2\times 15{,}3^2\times 1{,}0^2}{2{,}05\times 10^5\times(8-1)\times 10^{-3}}M_0=\frac{1{,}0\times 1^2}{2\times 2{,}05\times 10^5\times(8-1)\times 10^{-3}}\left(2-0{,}3-\frac{1^2}{0{,}5^2}\right)+\\
&+\frac{2\times 15{,}3\times 1^2}{2{,}05\times 10^5\times(8-1)\times 10^{-3}}P_0+\frac{2\times 15{,}3^2\times 1^2}{2{,}05\times 10^5\times(8-1)\times 10^{-3}}M_0;\\
&0-\frac{2\times 15{,}3^2\times 1^2}{2{,}05\times 10^5\times(8-1)\times 10^{-3}}P_0+\frac{4\times 15{,}3^3\times 1^2}{2{,}05\times 10^5\times(8-1)\times 10^{-3}}M_0=\\
&=0-\frac{2\times 15{,}3^2\times 1^2}{2{,}05\times 10^5\times(8-1)\times 10^{-3}}P_0-\frac{4\times 15{,}3^3\times 1^2}{2{,}05\times 10^5\times(8-1)\times 10^{-3}}M_0.
\end{aligned}\right\}$$

$$\left.\begin{aligned}
&0{,}000592-0{,}0213P_0+0{,}33M_0=-0{,}000805+0{,}0213P_0+0{,}33M_0;\\
&-0{,}33P_0+9{,}98M_0=-0{,}33P_0-9{,}98M_0,
\end{aligned}\right\}$$

звідки P_0 = 0,0327 МН/м, а M_0 = 0.

Крайова сила P_0 і крайовий момент M_0 викликають навантаження, які наведені у додат. Д, табл. Д.2.

Розрахуємо сумарні напруги на краю еліптичного днища:

▪ меридіональні

$$\sigma_{me}=\sigma_{me}^{p}+\sigma_{me}^{P_0}+\sigma_{me}^{M_0}=\frac{p_{\text{p}}a}{2\left(s_{\text{e}}-c\right)}+0\pm\frac{6M_0}{\left(s_{\text{e}}-c\right)^2};$$

$$\sigma_{me}=\frac{1{,}0\times 1}{2\times\left(8-1\right)\times 10^{-3}}+0\pm\frac{6\times 0}{\left(8-1\right)^2}=71{,}43\ \text{МПа};$$

▪ кільцеві

$$\sigma_{te}=\sigma_{te}^{p}+\sigma_{te}^{P_0}+\sigma_{te}^{M_0}=\frac{p_{\text{p}}a\left(2-\dfrac{a^2}{b^2}\right)}{2\left(s_{\text{e}}-c\right)}+\frac{2P_0\beta_{\text{e}}a}{\left(s_{\text{e}}-c\right)}+\frac{2M_0\beta_{\text{e}}^2a}{\left(s_{\text{e}}-c\right)}\pm\frac{6\mu M_0}{\left(s_{\text{e}}-c\right)^2};$$

$$\sigma_{te} = \frac{1,0\times1\times\left(2-\frac{1^2}{0,5^2}\right)}{2(8-1)\times10^{-3}} + \frac{2\times0,0327\times15,3\times1}{(8-1)\times10^{-3}} + 0\pm0 =$$

$$= -142,8 + 142,8 = 0 \text{ МПа}.$$

Так само розрахуємо сумарні напруги на краю циліндричної обичайки:

▪ меридіональні

$$\sigma_{m0} = \sigma_{m0}^{p} + \sigma_{m0}^{P_0} + \sigma_{m0}^{M_0} = \frac{p_\text{р} R}{2(s-c)} + 0 \pm \frac{6M_0}{(s-c)^2};$$

$$\sigma_{m0} = \frac{1,0\times1}{2(8-1)} + 0\pm0 = 71,43 \text{ МПа};$$

▪ кільцеві

$$\sigma_{t0} = \sigma_{t0}^{p} + \sigma_{t0}^{P_0} + \sigma_{t0}^{M_0} = \frac{p_\text{р} R}{(s-c)} + \frac{2P_0\beta R}{(s-c)} + \frac{2M_0\beta^2 R}{(s-c)} \pm \frac{6\mu M_0}{(s-c)^2};$$

$$\sigma_{t0} = \frac{1,0\times1}{(8-1)\times10^{-3}} - \frac{2\times0,0328\times15,3\times1}{(8-1)\times10^{-3}} + 0\pm0 =$$

$$= 142,8 - 142,8 = 0 \text{ МПа}.$$

Розрахуємо максимальні напруги на краю:

▪ еліптичного днища

$$\sigma_{\max_\text{e}} = \max\{\sigma_{me};\ \sigma_{te}\};$$

$$\sigma_{\max_\text{e}} = \max\{71,43;\ 0\} = 71,43 \text{ МПа};$$

▪ циліндричної обичайки

$$\sigma_{\max} = \max\{\sigma_{m0};\ \sigma_{t0}\};$$

$$\sigma_{\max} = \max\{71,43;\ 0\} = 71,43 \text{ МПа}.$$

Перевіряємо умови міцності в місці сполучення елементів конструкції:

$$\sigma_{\max_\text{e}} < \varphi[\sigma]_\text{кр};$$

71,43 МПа < 1×189,8 МПа;

$$\sigma_{\max} < \varphi[\sigma]_\text{кр};$$

$$71,43 \text{ МПа} < 1 \times 189,8 \text{ МПа}.$$

Як бачимо, умови міцності виконуються. Крім того, ми також бачимо, що напруги на краю елементів, які з'єднуються, викликають менші напруги від тих, що виникають від дії тиску p в перерізах оболонок, віддалених від місця стику $\sigma_{\max_e} = \sigma_{\max} = 71,43$ МПа, а $\left|\sigma_{te}^{p}\right| = \sigma_{t0}^{p} = 142,86$ МПа.

В цьому полягає основна перевага стандартних еліптичних днищ ($a = 2b$ при $s_e = s$), які широко використовуються в даний час в апаратобудуванні.

У додатку Ж, табл. Ж.2, наведено варіанти завдань для проведення практичних і самостійних занять з розрахування на міцність посудин і апаратів.

Задача № 3

Розрахувати товщину стінок апарата, що складається з циліндричної обичайки, конічного й еліптичного днищ (рис. 10.4). З табл. Ж.3, додат. Ж вибираємо потрібний варіант початкових даних для розрахунку.

Вихідні дані:

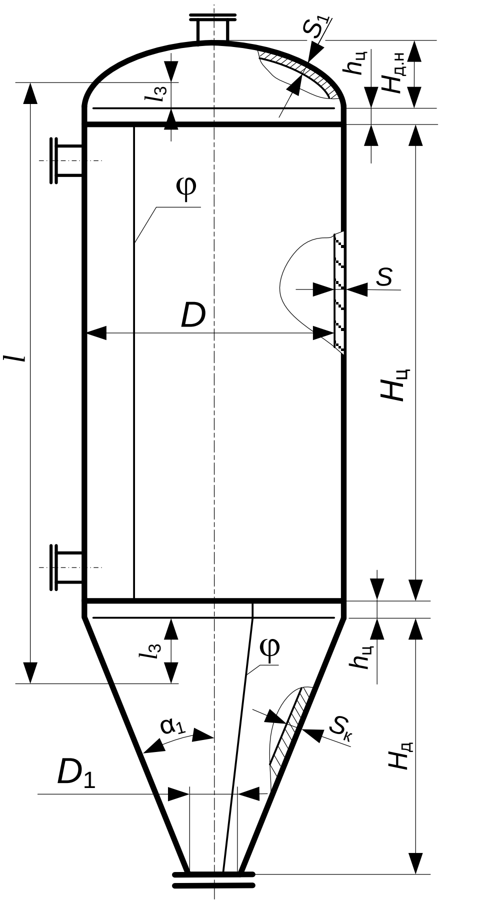


Рисунок 10.4 – Корпус апарата

Висота циліндричної частини обичайки, $H_ц$	$H_ц$ = 560 мм
Діаметр апарата, D	D = 1600 мм
Діаметр нижнього конуса, D_1	D_1 = 220 мм
Кут розхилу конуса, α	$\alpha = 90^o$
Робоча температура, t	t = 20 ^{o}C
Проникність матеріалу апарата, П	П = 0,1 мм/рік
Термін експлуатації, τ	τ = 10 років
Робочий тиск, $p_{роб}$:	
внутрішній	0,8 МПа
зовнішній	0,8 МПа
Конструкційний матеріал апарата	сталь 08Х18Н10Т

Розв'язання

Розрахунок на міцність циліндричної частини апарата

Перш ніж зробити розрахунок на міцність конічного і еліптичного днищ, необхідно виконати розрахунок циліндричної обичайки.

Розрахунок на міцність циліндричної обичайки, яка працює під внутрішнім тиском

Припускаємо, що в апараті є запобіжний клапан, тоді розрахунковий тиск знаходимо таким чином:

$$p = \max \begin{Bmatrix} p \geq p_{\text{роб}} + 0,2 \text{ МПа} \\ p = 1,1 p_{\text{роб}} \end{Bmatrix};$$

$$p = \begin{Bmatrix} p = 0,8 + 0,2 = 1 \text{ МПа} \\ p = 0,8 \times 1,1 = 0,88 \text{ МПа} \end{Bmatrix} = 1 \text{ МПа}.$$

Розрахункову товщину стінки визначаємо за формулою

$$s_{\text{р}} = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_{\text{р}} - p},$$

де [σ] – допустима напруга для сталі 08Х18Н10Т при робочій температурі (додат. А, табл. А.3), [σ] = 168 МПа; $\varphi_{\text{р}}$ – коефіцієнт міцності зварного шва. Приймаємо стиковий з двостороннім суцільним проваром, виконаний вручну з контролем шва 100 % (додат. В, табл. В.1); $\varphi_{\text{р}} = 1,0$.

$$s_{\text{р}} = \frac{1 \times 1600}{2 \times 168 \times 1 - 1} = 4,776 \text{ мм}.$$

Визначаємо виконавчу товщину стінки

$$s \geq s_{\text{р}} + c,$$

де c – сума додатків до розрахункової товщини стінки

$$c = c_1 + c_2 + c_3,$$

де c_1 – додаток для компенсації корозії та ерозії $c_1 = \Pi\tau + c_{\text{е}}$ (додат. Ж, табл. Ж.3) $c_1 = 0,1 \times 10 + 0 = 1$ мм/рік; $c_{\text{е}}$ – надбавка для компенсації ерозії дорівнює 0, оскільки ерозійний знос відсутній; c_2 – додаток на «мінусовий» допуск по товщині листа (додат. Г, табл. Г.1), $c_2 = 0,5$ мм; c_3 – додаток на технологію виготовлення, $c_3 = 0$ мм, оскільки при вальцюванні стоншування листа практично відсутнє. Тому:

$$c = 1,0 + 0,5 + 0 = 1,5 \text{ мм};$$

$$s = 4,776 + 1,5 = 6,276 \text{ мм}.$$

За табл. Г.1, додат. Г приймаємо найближчу стандартну товщину листа у бік збільшення, s = 8 мм.

Перевіряємо умови застосовності розрахункових формул:

$$\frac{s-c}{D} \le 0{,}1 \text{ – для обичайок і труб при } D \ge 200 \text{ мм.}$$

$$\frac{8-1{,}5}{1000} = \frac{6{,}5}{1000} = 0{,}004 < 0{,}1 \text{ – умова виконується.}$$

Розраховуємо допустимий внутрішній надлишковий тиск для циліндричної обичайки:

$$[p] = \frac{2[\sigma]\varphi_p(s-c)}{D+(s-c)};$$

$$[p] = \frac{2\times168\times1\times(8-1{,}5)}{1600+(8-1{,}5)} = \frac{2184}{1606{,}5} = 1{,}36 \text{ МПа.}$$

Умова міцності $[p] \ge p_{\text{роб}}$ – виконується 1,36 МПа > 0,8 МПа.

Таким чином, вибрана товщина стінки циліндричної обичайки s = 8 мм задовольняє умові міцності.

Розрахунок на міцність циліндричної обичайки, яка працює під зовнішнім та внутрішнім тиском

Визначаємо розрахункову товщину стінки

$$s_{\text{р}} \approx \max\left\{K_2 D\cdot10^{-2};\ \frac{1{,}1pD}{2[\sigma]}\right\},$$

де K_2 – безрозмірний коефіцієнт, який визначаємо за номограмою (див. рис. 7.4) або розраховуємо за формулою

$$K_2 = f\left(K_1;\ K_3\right) = f\left(\frac{n_y p}{2{,}4\cdot10^{-6}E};\ \frac{l}{D}\right),$$

де n_y – коефіцієнт запасу стійкості для робочих умов (табл. 6.3), n_y = 2,4; E – модуль подовжньої пружності (додат. Б, табл. Б.10), $E = 2\times10^5$ МПа; l – розрахункова довжина обичайки, що враховує довжини примикаючих елементів l_3, розраховується за формулою

$$l = l_{3_{\text{оп}}} + H_{\text{ц}} + l_{3_{\text{кон}}},$$

де l_3 визначаються за формулами для:

▪ опуклих днищ – $l_3 = \frac{H}{3}$;

▪ конічних днищ з відбортовуванням – $l_3 = \max\left\{r\sin\alpha;\ \frac{D}{6\mathrm{tg}\alpha}\right\}$.

При розрахунку l_3 висоту опуклого днища H знаходимо з табл. Є.2, додат. Є, $H = H_д + h_ц = 400 + 40 = 440$ мм, а при розрахунку конічного відбортованого днища r – з табл. Є.3, додат. Є, $r = R_б = 200$ мм:

$$l_{3_{оп}} = \frac{400+40}{3} = 146{,}66\,\text{мм};$$

$$l_{3_{кон}} = \max\left\{200\times\sin 45^\circ;\ \frac{1600}{6\mathrm{tg}45^\circ}\right\} = \max\{141;\ 266{,}7\} = 266{,}7\ \text{мм};$$

$$l = 146{,}66 + 560 + 266{,}7 = 973\ \text{мм}.$$

$$K_1 = \frac{2{,}4\times1}{2{,}4\times10^{-6}\times2\times10^5} = 5;$$

$$K_3 = \frac{973}{1600} = 0{,}6;$$

$$K_2 = 0{,}53.$$

$$s_р = \max\left\{0{,}53\times1600\times10^{-2};\ \frac{1{,}1\times1\times1600}{2\times168}\right\} = \{8{,}48;\ 5{,}2\} = 8{,}48\ \text{мм}.$$

Визначаємо виконавчу товщину стінки

$$s \geq s_р + c,$$

де c – сума прибавок до розрахункової товщини стінки:

$$c = c_1 + c_2 + c_3,$$

де c_1 – додаток на корозію та ерозію, $c_1 = \Pi\tau + c_е$ (додат. Ж, табл. Ж.3) $c_1 = 0{,}1\times10 + 0 = 1$ мм/рік; c_2 – мінусовий допуск на товщину листа, який приймаємо залежно від товщини листа (додат. Г, табл. Г.1), $c_2 = 0{,}8$ мм; c_3 – технологічний додаток, що враховує технологію виготовлення, $c_3 = 0$ мм.

$$c = 1{,}0 + 0{,}8 + 0 = 1{,}8\ \text{мм};$$

$$s = 8{,}48 + 1{,}8 = 10{,}28\ \text{мм}.$$

За табл. Г.1, додат. Г приймаємо стандартну товщину листа $s = 12$ мм.

Розраховуємо допустимий зовнішній тиск для циліндричної обичайки

$$[p]=\frac{[p]_{\Pi}}{\sqrt{1+\left(\frac{[p]_{\Pi}}{[p]_E}\right)^2}},$$

де $[p]_{\Pi}$ – допустимий тиск за умови міцності:

$$[p]_{\Pi}=\frac{2[\sigma](s-c)}{D+(s-c)};$$

$$[p]_{\Pi}=\frac{2\times 168\times(12-1{,}8)}{1600+(12-1{,}8)}=\frac{3427{,}2}{1610{,}2}=2{,}13\ \text{МПа},$$

а $[p]_E$ – допустимий тиск за умови стійкості в межах пружності:

$$[p]_E=\frac{20{,}8\cdot 10^{-6}E}{n_y B_1}\cdot\frac{D}{l}\left[\frac{100(s-c)}{D}\right]^{2{,}5};$$

$$[p]_E=\frac{20{,}8\times 10^{-6}\times 2\times 10^5}{2{,}4\times 1}\times\frac{1600}{973}\times\left[\frac{100\times(12-1{,}8)}{1600}\right]^{2{,}5}=0{,}9\ \text{МПа},$$

де B_1 – безрозмірний коефіцієнт, який розраховуємо за формулою:

$$B_1=\min\left\{1{,}0;\ 9{,}45\frac{D}{l}\sqrt{\frac{D}{100(s-c)}}\right\};$$

$$B_1=\min\left\{1{,}0;\ 9{,}45\times\frac{1600}{973}\sqrt{\frac{1600}{100\times(12-1{,}8)}}\right\}=\min\{1{,}0;\ 6{,}15\}=1{,}0;$$

$$[p]=\frac{2{,}13}{\sqrt{1+\left(\frac{2{,}13}{0{,}9}\right)^2}}=\frac{2{,}13}{2{,}59}=0{,}82\ \text{МПа}.$$

Перевіряємо умову міцності $[p]\geq p_{\text{роб}}$. Умова міцності для вибраної товщини стінки виконується: 0,82 МПа > 0,8 МПа.

Таким чином, обрана товщина стінки циліндричної обичайки s = 12 мм при роботі під зовнішнім тиском задовольняє умовам міцності.

Розрахунок на міцність конічного відбортованого днища

Розрахунок на міцність конічного днища, яке працює під внутрішнім тиском

Товщину стінки визначаємо з нерівності (9.43)

$$s_{\text{к}}\geq s_{\text{к.р}}+c.$$

Розрахункову товщину стінки конічного днища визначаємо за формулою

$$s_{\text{к.р}} = \frac{pD_{\text{к}}}{2[\sigma]\varphi_{\text{р}} - p}\frac{1}{\cos\alpha},$$

де $D_{\text{к}}$ – розрахунковий діаметр конічного днища визначаємо за формулою

$$D_{\text{к}} = D - 2\left[r\left(\cos\alpha_2 - \cos\alpha_1\right) + 0,7a_1\sin\alpha_1\right],$$

де D – діаметр циліндричної частини, $D = 1600$ мм; r – радіус кривизни тороїдального переходу (табл. Є.3, додат. Є), $r = R_{\text{б}} = 200$ мм; a_1 – розрахункову довжину перехідної частини конічної обичайки (рис. 9.18, б) визначаємо за формулою $a_1 = 0,7\sqrt{\frac{D}{\cos\alpha_1}(s_{\text{Т}} - c)}$, а $s_{\text{Т}}$ можливо прийняти рівною товщині стінки циліндричної частини, $s_{\text{Т}} = 8$ мм.

$$a_1 = 0,7\times\sqrt{\frac{1600}{\cos 45°}\times\left(8-1,5\right)} = 84,7\ \text{мм};$$

$$D_{\text{к}} = 1600 - 2\times\left[200\times\left(1-\cos 45°\right) + 0,7\times 84,7\times\sin 45°\right] = 1399\ \text{мм};$$

$$s_{\text{кр}} = \frac{1\times 1399}{2\times 168\times 1 - 0,8}\times\frac{1}{\cos 45°} = 5,9\ \text{мм}.$$

Визначаємо виконавчу товщину стінки конічного днища

$$s_{\text{к}} = 5,9 + 1,5 = 7,4\ \text{мм}.$$

За табл. Г.1, додат. Г приймаємо стандартну товщину листа $s = 8$ мм.

Перевіряємо умови застосовності формул:

$$0,001 \le \frac{s_{\text{к}}\cos 45°}{D} \le 0,1;$$

$$0,001 \le \frac{8\cos 45°}{1600} = 0,0035 \le 0,1.$$

Умова виконана.

Розраховуємо допустимий тиск для конічної обичайки:

$$[p] = \frac{2[\sigma]\varphi\left(s_{\text{к}} - c\right)}{\frac{D_{\text{к}}}{\cos\alpha_1} + \left(s_{\text{к}} - c\right)};$$

$$[p] = \frac{2\times 168\times 1\times\left(8-1,5\right)}{\frac{1399}{\cos 45°} + \left(8-1,5\right)} = \frac{2184}{1985,3} = 1,1\ \text{МПа}.$$

Умова міцності $[p] \ge p_{\text{роб}}$ – виконується: 1,1 МПа > 0,8 МПа.

Таким чином, обрана товщина стінки конічного днища $s_к = 8$ мм задовольняє умовам міцності.

Розрахунок на міцність конічного днища, яке працює під зовнішнім тиском

Розрахункову товщину стінки конічного днища визначаємо за формулою

$$s_{к.р} \approx \max\left\{K_2 D_E 10^{-2};\ \frac{1{,}1 p D_E}{2[\sigma]}\right\},$$

де K_2 – безрозмірний коефіцієнт, який розраховуємо за формулою

$$K_2 = f\left(K_1;\ K_3\right) = f\left(\frac{n_y p}{2{,}4 \cdot 10^{-6} E};\ \frac{l_E}{D_E}\right),$$

де l_E та D_E – ефективні розміри конічної обичайки, визначаємо за формулами:

$$l_E = \frac{D - D_1}{2\sin\alpha_1};$$

$$l_E = \frac{1600 - 220}{2\sin 45°} = 975{,}9 \text{ мм.}$$

$$D_E = \max\left\{\frac{D + D_1}{2\cos\alpha_1};\ \frac{D}{\cos\alpha_1} - 0{,}31\left(D + D_1\right)\sqrt{\frac{D + D_1}{s_к - c}}\operatorname{tg}\alpha_1\right\};$$

$$D_E = \max\left\{\begin{matrix}\dfrac{1600 + 220}{2 \times \cos 45°};\ \dfrac{1600}{\cos 45°} - 0{,}31 \times \\ \times\left(1600 + 220\right)\sqrt{\dfrac{1600 + 220}{12 - 1{,}8}} \times \operatorname{tg} 45°\end{matrix}\right\};$$

$$D_E = \max\left\{1287{,}1;\ -5271\right\};$$

$$D_E = 1287 \text{ мм.}$$

У формулах для визначення ефективних розмірів конічної обичайки D_1 – діаметр нижньої частини конуса, мм

$$K_2 = f\left(\frac{2{,}4 \times 1{,}0}{2{,}4 \times 10^{-6} \times 2 \times 10^5};\ \frac{975{,}9}{1287}\right) = f\left(5;\ 0{,}76\right);$$

$$K_2 = 0{,}71;$$

$$s_{кр} = \max\left\{0{,}71 \times 1287 \times 10^{-2};\ \frac{1{,}1 \times 1{,}0 \times 1287}{2 \times 168}\right\} = \max\left\{9{,}14;\ 4{,}21\right\} =$$

$$= 9{,}14 \text{ мм.}$$

Товщину стінки визначаємо з нерівності:

$$s_к \geq s_{кр} + c;$$

$$s_к = 9{,}14 + 1{,}8 = 10{,}94 \text{ мм}.$$

За табл. Г.1, додат. Г приймаємо стандартну товщину листа s = 12 мм.

Допустимий тиск для конічної обичайки розраховуємо за формулою

$$[p] = \frac{[p]_П}{\sqrt{1 + \left(\frac{[p]_П}{[p]_E}\right)^2}},$$

де $[p]_П$ – допустимий тиск за умови міцності

$$[p]_П = \frac{2[\sigma](s_к - c)}{\frac{D_к}{\cos\alpha_1} + (s_к - c)};$$

$$[p]_П = \frac{2 \times 168 \times (12 - 1{,}8)}{\frac{1399}{\cos 45°} + (12 - 1{,}8)} = \frac{3427{,}2}{1989} = 1{,}7 \text{ МПа},$$

а $[p]_E$ – допустимий тиск за умови стійкості в межах пружності

$$[p]_E = \frac{20{,}8 \cdot 10^{-6} E}{n_y B_1} \cdot \frac{D_E}{l_E}\left[\frac{100(s_к - c)}{D_E}\right]^{2{,}5};$$

$$[p]_E = \frac{20{,}8 \times 10^{-6} \times 2 \times 10^5}{2{,}4 \times 1} \times \frac{1287}{975{,}9} \times \left[\frac{100 \times (12 - 1{,}8)}{1287}\right]^{2{,}5} = 1{,}29 \text{ МПа}.$$

Значення безрозмірного коефіцієнта B_1 визначаємо за формулою

$$B_1 = \min\left\{1{,}0;\ 9{,}45\frac{D_E}{l_E}\sqrt{\frac{D_E}{100(s_к - c)}}\right\};$$

$$B_1 = \min\left\{1{,}0;\ 9{,}45 \times \frac{1287}{975{,}9} \times \sqrt{\frac{1287}{100 \times (12 - 1{,}8)}}\right\} = \min\{1{,}0;\ 14\} = 1{,}0;$$

$$[p] = \frac{1{,}7}{\sqrt{1 + \left(\frac{1{,}69}{1{,}29}\right)^2}} = \frac{1{,}7}{1{,}65} = 1{,}03 \text{ МПа}.$$

Умова міцності $[p] \geq p_{роб}$ – виконується: 1,03 МПа > 0,8 МПа.

Таким чином, обрана товщина стінки конічної обичайки $s_к = 12$ мм задовольняє умовам міцності.

З додатка Є, табл. Є.3 обираємо стандартне конічне відбортоване днище – Днище 90–1600–12 ГОСТ 12619 – 78.

Розрахунок на міцність еліптичного днища

Розрахунок на міцність еліптичного днища, яке працює під внутрішнім тиском

Виконавчу товщину стінки s_1 визначаємо за формулою

$$s_1 \geq s_{1р} + c.$$

Розрахункову товщину стінки визначаємо за формулою

$$s_{1р} \geq \frac{pR}{2[\sigma]\varphi - 0,5p},$$

де R – радіус кривизни у вершині днища для еліптичних днищ з $H = 0,25D$ дорівнює $R = D = 1600$ мм, $\varphi = 1$, оскільки це еліптичне днище виготовлюється з одного листа без використання зварки:

$$s_{1р} = \frac{1 \times 1600}{2 \times 168 \times 1 - 1} = 4,776 \text{ мм};$$

$$c = 1,0 + 0,5 + 0 = 1,5 \text{ мм};$$

$$s_1 = 4,776 + 1,5 = 6,276 \text{ мм}.$$

За табл. Г.1, додат. Г приймаємо стандартну товщину листа $s = 8$ мм.

Перевіряємо умови застосовності формул:

$$0,002 \leq \frac{s_1 - c}{D} \leq 0,10;$$

$$0,002 \leq \frac{8 - 1,5}{1600} \leq 0,10;$$

$$0,002 \leq 0,0041 \leq 0,10.$$

Умова виконана.

Допустимий внутрішній надлишковий тиск визначаємо за формулою (9.4):

$$[p] = \frac{2[\sigma](s_1 - c)}{R + 0,5(s_1 - c)};$$

$$[p] = \frac{2 \times 168 \times (8 - 1,5)}{1600 + 0,5 \times (8 - 1,5)} = 1,36 \text{ МПа}.$$

Умова міцності $[p] \geq p_{роб}$ – виконується: 1,36 МПа > 0,8 МПа.

Таким чином, обрана товщина стінки еліптичного днища $s_1 = 8$ мм задовольняє умовам міцності.

Розрахунок на міцність еліптичного днища, яке працює під зовнішнім тиском

Виконавчу товщину стінки s_1 визначаємо за формулою (9.3).

Розрахункову товщину стінки приблизно визначаємо за формулою

$$s_{1р} = \max\left\{ \frac{K_{пе}R}{510}\sqrt{\frac{n_y p}{E\cdot 10^{-6}}};\quad \frac{pR}{2[\sigma]} \right\}.$$

Для попереднього розрахунку коефіцієнта приведення радіуса кривизни еліптичного днища $K_{пе}$ приймаємо рівним 0,9.

$$s_{1р} = \max\left\{ \frac{K_{пе}R}{510}\cdot\sqrt{\frac{n_y p}{E\cdot 10^{-6}}};\quad \frac{pR}{2[\sigma]} \right\};$$

$$s_{1р} = \max\left\{ \frac{0,9\times 1600}{510}\times\sqrt{\frac{2,4\times 1}{2\times 10^5\times 10^{-6}}};\quad \frac{1\times 1600}{2\times 168} \right\};$$

$$s_{1р} = \max\{9,77;\ 4,76\};$$

$$s_1 = 9,77 + 1,8 = 11,57 \text{ мм}.$$

З табл. Г.1, додат. Г приймаємо стандартну товщину листа s = 12 мм.

Допустимий зовнішній тиск $[p]$ визначаємо за формулою (9.8)

$$[p] = \frac{[p]_П}{\sqrt{1+\left(\frac{[p]_П}{[p]_E}\right)^2}},$$

де $[p]_П$ – допустимий тиск за умови міцності:

$$[p]_П = \frac{2[\sigma](s_1 - c)}{R + 0,5(s_1 - c)};$$

$$[p]_П = \frac{2\times 168\times(12-1,8)}{1600+0,5\times(12-1,8)} = 2,14 \text{ МПа},$$

а $[p]_E$ – допустимий тиск за умови стійкості в межах пружності

$$[p]_E = \frac{26\cdot 10^{-6}E}{n_y}\left[\frac{100(s_1-c)}{K_E R}\right]^2.$$

У нашому випадку коефіцієнт $K_E = f\left\{ D/(s_1-c);\ H/D \right\}$ слід визначати за графіком рис. 9.6 або за формулою

$$K_{\text{Е}} = \frac{1 + (2,4 + 8x)x}{1 + (3,0 + 10x)x},$$

де $x = 10 \cdot \frac{(s_1 - c)}{D} \cdot \left(\frac{D}{2H} - \frac{2H}{D} \right)$, а $H = H_{\text{д.н}}$ і обирається з табл. Є.2, додат. Є – для нашого випадку $H_{\text{д.н}} = 400$ мм;

$$x = 10 \times \frac{12 - 1,8}{1600} \times \left(\frac{1600}{2 \times 400} - \frac{2 \times 400}{1600} \right) = 0,096;$$

$$K_{\text{Е}} = \frac{1 + (2,4 + 8 \times 0,096) \times 0,096}{1 + (3,0 + 10 \times 0,096) \times 0,096} = 0,94;$$

$$[p]_E = \frac{26 \times 10^{-6} \times 2 \times 10^5}{2,4} \times \left[\frac{100 \times (12 - 1,8)}{0,94 \times 1600} \right]^2 = 0,99 \text{ МПа};$$

$$[p] = \frac{2,14}{\sqrt{1 + \left(\frac{2,14}{0,99} \right)^2}} = 0,9 \text{ МПа}.$$

Умова міцності $[p] \geq p_{\text{роб}}$ – виконується: 0,9 МПа > 0,8 МПа.

Таким чином, обрана товщина стінки еліптичного днища $s_1 = 12$ мм задовольняє умовам міцності при роботі під зовнішнім тиском.

З табл. Є.2, додат. Є, обираємо стандартне еліптичне днище – Днище 1600 – 12 ГОСТ 6533-78.

ДОДАТКИ

Додаток А

Допустимі напруги для сталей

Таблиця А.1 – Допустима напруга для вуглецевих та низьколегованих сталей

Розрахункова температура стінки посудини або апарата, °С	Допустима напруга [σ], МПа (кгс/см²), для сталей марок							
	ВСт3		09Г2С, 16ГС		20, 20К	10	10Г2, 09Г2	17ГС, 17Г1С, 10Г2С1
	товщина листа, мм							
	до 20	понад 20	до 32	понад 32	до 160			
20	154(1540)	140(1400)	196(1960)	183(1830)	147(1470)	130(1300)	180(1800)	183(1830)
100	149(1490)	134(1340)	177(1770)	160(1600)	142(1420)	125(1250)	160(1600)	160(1600)
150	145(1450)	131(1310)	171(1710)	154(1540)	139(1390)	122(1220)	154(1540)	154(1540)
200	142(1420)	126(1260)	165(1650)	148(1480)	136(1360)	118(1180)	148(1480)	148(1480)
250	131(1310)	120(1200)	162(1620)	145(1450)	132(1320)	112(1120)	145(1450)	145(1450)
300	115(1150)	108(1080)	151(1510)	134(1340)	119(1190)	100(1000)	134(1340)	134(1340)
350	105(1050)	98(980)	140(1400)	123(1230)	106(1060)	88(880)	123(1230)	123(1230)
375	93(930)	93(930)	133(1330)	116(1160)	98(980)	82(820)	108(1080)	116(1160)
400	85(850)	85(850)	122(1220)	105(1050)	92(920)	77(770)	92(920)	105(1050)
410	81(810)	81(810)	104(1040)	104(1040)	86(860)	75(750)	86(860)	104(1040)
420	75(750)	75(750)	92(920)	92(920)	80(800)	72(720)	80(800)	92(920)
430	71*(710)	71*(710)	86(860)	86(860)	75(750)	68(680)	75(750)	86(860)
440	—	—	78(780)	78(780)	67(670)	60(600)	67(670)	78(780)
450	—	—	71(710)	71(710)	61(610)	53(530)	61(610)	71(710)
460	—	—	64(640)	64(640)	55(550)	47(470)	55(550)	64(640)
470	—	—	56(560)	56(560)	49(490)	42(420)	49(490)	56(560)
480	—	—	53(530)	53(530)	46**(460)	37(370)	46**(460)	53(530)

* Для розрахункової температури стінки 425 °С.

** Для розрахункової температури стінки 475 °С.

Таблиця А.2 – Допустима напруга для теплостійких хромистих сталей

Розрахункова температура стінки посудини або апарата, °С	Допустима напруга [σ], МПа (кгс/см^2), для сталей марок				
	12ХМ	12МХ	15ХМ	15Х5М	15Х5М-У
20	147(1470)	147(1470)	155(1550)	146(1460)	240(2400)
100	146,5(1465)	146,5(1465)	153(1530)	141(1410)	235(2350)
150	146(1460)	146(1460)	152,5(1525)	138(1380)	230(2300)
200	145(1450)	145(1450)	152(1520)	134(1340)	225(2250)
250	145(1450)	145(1450)	152(1520)	127(1270)	220(2200)
300	141(1410)	141(1410)	147(1470)	120(1200)	210(2100)
350	137(1370)	137(1370)	142(1420)	114(1140)	200(2000)
375	135(1350)	135(1350)	140(1400)	110(1100)	180(1800)
400	132(1320)	132(1320)	137(1370)	105(1050)	170(1700)
410	130(1300)	130(1300)	136(1360)	103(1030)	160(1600)
420	129(1290)	129(1290)	135(1350)	101(1010)	150(1500)
430	127(1270)	127(1270)	134(1340)	99(990)	140(1400)
440	126(1260)	126(1260)	132(1320)	96(960)	135(1350)
450	124(1240)	124(1240)	131(1310)	94(940)	130(1300)
460	122(1220)	122(1220)	127(1270)	91(910)	126(1260)
470	117(1170)	117(1170)	122(1220)	89(890)	122(1220)
480	114(1140)	114(1140)	117(1170)	86(860)	118(1180)
490	105(1050)	105(1050)	107(1070)	83(830)	114(1140)
500	96(960)	96(960)	99(990)	79(790)	108(1080)
510	82(820)	82(820)	84(840)	72(720)	97(970)
520	69(690)	69(690)	74(740)	66(660)	85(850)
530	60(600)	57(570)	67(670)	60(600)	72(720)
540	50(500)	47(470)	57(570)	54(540)	58(580)
550	41(410)	—	49(490)	47(470)	52(520)
560	33(330)	—	41(410)	40(400)	45(450)
570	—	—	—	35(350)	40(400)
580	—	—	—	30(300)	34(340)
590	—	—	—	28(280)	30(300)
600	—	—	—	25(250)	25(250)

Таблиця А.3 – Допустима напруга для жароміцних, жаростійких і корозійно-стійких сталей аустенітного класу

Розрахункова температура стінки посудини або апарата, °С	Допустима напруга [σ], МПа (кгс/см^2), для сталей марок				
	03Х21Н21М4ГБ	03Х18Н11	03Х17Н14М3	08Х18Н10Т 08Х18Н12Т 08Х17Н13М2Т 08Х17Н15М3Т	12Х18Н10Т 12Х18Н12Т 10Х17Н13М2Т 10Х17Н13М3Т
20	180(1800)	160(1600)	153(1530)	168(1680)	184(1840)
100	173(1730)	133(1330)	140(1400)	156(1560)	174(1740)
150	171(1710)	125(1250)	130(1300)	148(1480)	168(1680)
200	171(1710)	120(1200)	120(1200)	140(1400)	160(1600)
250	167(1670)	115(1150)	113(1130)	132(1320)	154(1540)
300	149(1490)	112(1120)	103(1030)	123(1230)	148(1480)
350	143(1430)	108(1080)	101(1010)	113(1130)	144(1440)
375	141(1410)	107(1070)	90(900)	108(1080)	140(1400)
400	140(1400)	107(1070)	87(870)	103(1030)	137(1370)
410	—	107(1070)	83(830)	102(1020)	136(1360)
420	—	107(1070)	82(820)	101(1010)	135(1350)
430	—	107(1070)	81(810)	100,5(1005)	134(1340)
440	—	107(1070)	81(810)	100(1000)	133(1330)
450	—	107(1070)	80(800)	99(990)	132(1320)
460	—	—		98(080)	131(1310)
470	—	—	—	97,5(975)	130(1300)
480	—	—	—	97(970)	129(1290)
490	—	—	—	96(960)	128(1280)
500	—	—	—	95(950)	127(1270)
510	—	—	—	94(940)	126(1260)
520	—	—	—	79(790)	125(1250)
530	—	—	—	79(790)	124(1240)
540	—	—	—	78(780)	111(1110)
560	—	—	—	73(730)	101(1010)
580	—	—	—	65(650)	90(900)
600	—	—	—	57(570)	74(740)
620	—	—	—	—	62(620)
640	—	—	—	—	52(520)
660	—	—	—	—	45(450)
680	—	—	—	—	38(380)
700	—	—	—	—	30(300)

Таблиця А.4 – Допустима напруга для жароміцних, жаростійких і корозійностійких сталей аустенітного і аустенітно-феритного класу

Розрахункова температура стінки посудини або апарата, °С	Допустима напруга [σ], МПа (кгс/см^2), для сталей марок					
	08Х18Г8Н2Т (КО-3)	07Х13АГ20 (ЧС-46)	02Х8Н22С6 (ЕП-794)	15Х18Н12С4ТЮ (ЕІ-654)	06ХН28МДТ 03ХН28МДТ	08Х22Н6Т 08Х21Н6М2Т
20	230(2300)	233(2330)	133(1330)	233(2330)	147(1470)	233(2330)
100	206(2060)	173(1730)	106,5(1065)	220(2200)	138(1380)	200(2000)
150	190(1900)	153(1530)	10(1000)	206,5(2065)	130(1300)	193(1930)
200	175(1750)	133(1330)	90(900)	200(2000)	124(1240)	188,5(1885)
250	160(1600)	127(1270)	83(830)	186,5(1865)	117(1170)	166,5(1665)
300	144(1440)	120(1200)	76,5(765)	180(1800)	110(1100)	160(1600)
350	—	113(1130)	—	—	107(1070)	—
375	—	110(1100)	—	—	105(1050)	—
400	—	107(1070)	—	—	103(1030)	—

Примітки: 1. При розрахункових температурах нижче 20 °С допустима напруга приймається такою ж, як при 20 °С за умови допустимого застосування матеріалу при даній температурі.

2. Для проміжних розрахункових температур стінки допустиму напругу визначають лінійною інтерполяцією з округленням результатів до 0,5 МПа (5 кгс/см^2) убік меншого значення.

3. При розрахункових температурах нижче 200 °С сталь марки 12МХ, 12ХМ, 15ХМ застосовувати не рекомендується.

Додаток Б

Механічні характеристики вуглецевих і низьколегованих, теплостійких хромистих жароміцних, жаростійких і корозійностійких сталей аустенітного і аустенітно-феритного класу

Таблиця Б.1 – Розрахункове значення межі текучості R_e

Розрахункова температура стінки посудини або апарата, °С	Розрахункове значення межі текучості R_e, МПа (кгс/см^2), для сталей марок							
	ВСт3		09Г2С, 16ГС		20, 20К	10	10Г2, 09Г2	17ГС 17Г1С, 10Г2С1
	товщина, мм							
	до 20	понад 20	до 32	понад 32	до 100			
20	250(2500)	210(2100)	305(3000)	280(2800)	220(2200)	195(1950)	270(2700)	280(2800)
100	230(2300)	201(2010)	265,5(2655)	240(2400)	213(2130)	188(1880)	240(2400)	240(2400)
150	224(2240)	197(1970)	256,5(2565)	231(2310)	200(2030)	183(1830)	231(2310)	231(2310)
200	223(2230)	189(1890)	247,5(2475)	222(2220)	204(2040)	177(1770)	222(2220)	222(2220)
250	197(1970)	180(1800)	243(2430)	218(2180)	198(1980)	108(1680)	218(2180)	218(2180)
300	173(1730)	162(1620)	226,5(2265)	201(2010)	179(1790)	150(1500)	201(2010)	201(2040)
350	167(1670)	147(1470)	210(2100)	185(1850)	159(1590)	132(1320)	185(1850)	185(1850)
375	101(1010)	140(1400)	199,5(1995)	174(1740)	147(1470)	123(1230)	162(1620)	174(1740)
400	—	—	183(1830)	158(1580)	—	—	—	158(1580)
410	—	—	—	156(1560)	—	—	—	156(1560)
420	—	—	—	138(1380)	—	—	—	138(1380)

Таблиця Б.2 – Тимчасовий опір R_m

Розрахункова температура стінки посудини або апарата,°С	Розрахункове значення тимчасового опору R_m, МПа (кгс/см^2), для сталей марок						
	ВСт3		09Г2С, 16ГС		20, 20К	10	10Г2, 09Г2, 17ГС, 17Г1С, 10Г2С1
	товщина, мм						
	до 20	понад 20	до 32	понад 32	до 160		
20	460(4600)	380(3800)	470(4700)	440(4400)	410(4100)	340(3400)	440(4400)
100	435(4350)	360(3600)	425(4250)	385(3850)	380(3800)	310(3100)	385(3850)
150	460(4600)	390(3900)	430(4300)	430(4300)	425(4250)	340(3400)	430(4300)
200	505(5050)	420(4200)	439(4390)	439(4390)	460(4600)	382(3820)	439(4390)
250	510(5100)	435(4350)	444(4440)	444(4440)	460(4600)	400(4000)	444(4440)
300	520(5200)	440(4400)	445(4450)	445(44.50)	460(4600)	374(3740)	445(4450)
350	480(4800)	420(4200)	441(4410)	441(4410)	430(4300)	360(3600)	441(4410)
375	450(4500)	402(4020)	425(4250)	425(4250)	410(4100)	330(3300)	425(4250)

Таблиця Б.3 – Межа текучості $R_{p0,2}$

Розрахункова температура стінки посудини або апарата, °С	Розрахункове значення межі текучості $R_{p0,2}$, МПа (кгс/см^2), для сталей марок				
	12МХ	12ХМ	15ХМ	15Х5М	15Х5М-У
20	220(2200)	220(2200)	233(2330)	220(2200)	400(4000)
100	219(2190)	219(2190)	230(2300)	210(2100)	352,5(3525)
150	218(2180)	218(2180)	229(2290)	207(2070)	345(3450)
200	217,5(2175)	217,5(2175)	228(2280)	201(2010)	337,5(3375)
250	217,5(2175)	217,5(2175)	228(2280)	190(1900)	330(3300)
300	212(2120)	212(2120)	220(2200)	180(1800)	315(3150)
350	206(2060)	206(2060)	213(2130)	171(1710)	300(3000)
375	202(2020)	202(2020)	210(2100)	164(1640)	270(2700)
400	198(1980)	198(1980)	205(2050)	158(1580)	255(2550)
410	195(1950)	195(1950)	204(2040)	155(1550)	240(2400)
420	194(1940)	194(1940)	202(2020)	152(1520)	225(2250)

Таблиця Б.4 – Тимчасовий опір R_m

Розрахункова температура стінки посудини або апарата, °С	Розрахункове значення тимчасового опору R_m, МПа (кгс/см^2), для сталей марок				
	12МХ	12ХМ	15ХМ	15Х5М	15Х5М-У
20	450(4500)	450(4500)	450(4500)	400(4000)	600(6000)
100	440(4400)	440(4400)	440(4400)	380(3800)	572(5720)
150	434(4340)	434(4340)	434(4340)	355(3550)	555(5550)
200	430(4300)	430(4300)	430(4300)	330(3300)	535(5350)
250	440(4400)	437(4370)	437(4370)	320(3200)	520(5200)
300	454(4540)	445(4450)	445(4450)	318(3180)	503(5030)
350	437(4370)	442(4420)	442(4420)	314(3140)	492(4920)
375	427(4270)	436(4360)	436(4360)	312(3120)	484(4840)
400	415(4150)	426(4260)	426(4260)	310(3100)	472(4720)
410	413(4130)	424(4240)	424(4240)	306(3060)	468(4680)
420	410(4100)	421(4210)	421(4210)	300(3000)	462(4620)

Таблиця Б.5 – Межа текучості $R_{p0,2}$

Розрахункова температура стінки посудини або апарата, °С	Розрахункове значення межі текучості $R_{p0,2}$, МПа (кгс/см^2), для сталей марок					
	08Х18Г8Н2Т (КО-3)	07Х13АГ20 (ЧС-46)	02Х8Н22С6 (ЭП-794)	15Х18Н12С4Ю (ЭИ-654)	08Х22Н6Т, 08Х21Н6М2Т	06ХН28МДТ, 03ХН28МД
20	350(3500)	350(3500)	200(2000)	350(3500)	350(3500)	220(2200)
100	328(3280)	260(2600)	160(1600)	330(3300)	300(3000)	207(2070)
150	314(3140)	230(2300)	150(1500)	310(3100)	290(2900)	195(1950)
200	300(3000)	200(2000)	135(1350)	300(3000)	283(2830)	186(1860)
250	287(2870)	190(1900)	125(1250)	280(2800)	250(2500)	175(1750)
300	274(2740)	180(1800)	115(1150)	270(2700)	240(2400)	165(1650)
350	—	170(1700)	—	—	—	160(1600)
375	—	165(1650)	—	—	—	157,5(1575)
400	—	160(1600)	—	—	—	155(1550)

Таблиця Б.6 – Тимчасовий опір R_m

Розрахункова температура стінки посудини або апарата, °С	Розрахункове значення тимчасового опору R_m, МПа (кгс/см^2), для сталей марок				
	08Х18Г8Н2Т (КО-3)	07Х13АГ20 (ЧС-46)	02Х8Н22С6 (ЭП-794)	15Х18Н12СЧТЮ (ЭИ-654)	06ХН28МД, 03ХН28МДТ
20	600(6000)	670(6700)	550(5500)	700(7000)	550(5500)
100	535(5350)	550(5500)	500(5000)	640(6400)	527,5(5275)
150	495(4950)	520(5200)	480(4800)	610(6100)	512,5(5125)
200	455(4550)	490(4900)	468(4680)	580(5800)	500(5000)
250	415(4150)	485(4850)	450(4500)	570(5700)	490(4900)
300	375(3750)	480(4800)	440(4400)	570(5700)	482,5(4825)
350	—	465(4650)	—	—	478(4780)
375	—	458(4580)	—	—	474(4740)
400	—	450(4500)	—	—	470(4700)

Таблиця Б.7 – Межа текучості $R_{p1,0}$

Розрахункова температура стінки посудини або апарата, °С	Розрахункове значення межі текучості $R_{p1,0}$, МПа (кгс/см^2), для сталей марок				
	12Х18Н10Т 12Х18Н12Т 10Х17Н13М2 10Х17Н13М3Т	08ХКГН10Т 08Х18Н12Т 08Х17Н13М2, 08Х17Н15М3Т	03Х21Н21М4ГБ	03Х18Н11	03Х17Н14М3
20	276(2760)	252(2520)	270(2700)	240(2400)	230(2300)
100	261(2610)	234(2340)	260(2600)	200(2000)	210(2100)
150	252(2520)	222(2220)	257(2570)	187,5(1875)	195(1950)
200	240(2400)	210(2100)	257(2570)	180(1800)	180(1800)
250	231(2310)	198(1980)	250(2500)	173(1730)	170(1700)
300	222(2220)	184,5(1845)	223(2230)	168(1680)	155(1550)
350	216(2160)	169,5(1695)	215(2150)	162(1620)	152(1520)
375	210(2100)	162(1620)	212(2120)	160(1600)	135(1350)
400	205,5(2055)	154,5(1545)	210(2100)	160(1600)	130(1300)
4!0	204(2040)	153(1530)	—	160(1600)	125(1250)
420	202,5(2025)	151,5(1515)	—	160(1600)	123(1230)
430	201(2010)	150,75(1508)	—	160(1600)	122(1220)
440	199,5(1995)	150(1500)	—	160(1600)	121(1210)
450	198(1980)	148,5(1485)	—	160(1600)	120(1200)
460	196,5(1965)	147(1470)	—	—	—
470	195(1950)	146(1460)	—	—	—
480	193,5(1935)	145,5(1455)	—	—	—
490	192(1920)	144(1440)	—	—	—
500	190,5(1906)	142,5(1425)	—	—	—
510	189(1890)	141(1410)	—	—	—
520	187,5(1875)	139,5(1395)	—	—	—
530	186(1860)	138(1380)	—	—	—

Таблиця Б.8 – Межа текучості $R_{p0,2}$

Розрахункова температура стінки посудини або апарата,°C	Розрахункове значення межі текучості $R_{p0,2}$, МПа (кгс/см^2), для сталей марок				
	12Х18Н10Т 12Х18Н12Т 10Х17Н13М2Т 10Х17Н13М3Т	08ХКГН10Т, 08Х18Н12Т, 08Х17Н13М2Т, 08Х17Н15М3Т	03Х21Н21М4ГБ	03Х18Н11	03Х17Н14М3
20	240(2400)	210*(2100)	250(2500)	200(2000)	200(2000)
100	228(2280)	195(1950)	240(2400)	160(1600)	180(1800)
150	219(2190)	180(1800)	235(2350)	150(1500)	165(1650)
200	210(2100)	173(1730)	235(2350)	140(1400)	150(1500)
250	204(2040)	165(1650)	232(2320)	135(1350)	140(1400)
300	195(1950)	150(1500)	205(2050)	130(1300)	126(1260)
350	190(1900)	137(1370)	199(1990)	127(1270)	115(1150)
375	186(1860)	133(1330)	195(1950)	125(1250)	108(1080)
400	181(1810)	129(1290)	191(1910)	122,5(1225)	100(1000)
410	180(1800)	128(1280)	—	121,5(1215)	98(980)
420	180(1800)	128(1280)	—	121(1210)	97,5(975)
430	179(1790)	127(1270)	—	120,5(1205)	97(970)
440	177(1770)	126(1260)	—	120(1200)	96(960)
450	176(1760)	125(1250)	—	120(1200)	95(950)
460	174(1740)	125(1250)	—	—	—
470	173(1730)	124(1240)	—	—	—
480	173(1730)	123(1230)	—	—	—
490	171(1710)	122(1220)	—	—	—
500	170(1700)	122(1220)	—	—	—
510	168(1680)	120(1200)	—	—	—
520	168(1680)	119(1190)	—	—	—
530	167(1670)	119(1190)	—	—	—

* Для сталей 08Х17Н13М2Т, 08Х17Н15М3Т межа текучості при 20 °C дорівнює 200 (2000) МПа, (ксг/см^2).

Таблиця Б.9 – Тимчасовий опір R_m

Розрахункова температура стінки посудини або апарата, °С	Розрахункове значення тимчасового опору R_m, МПа (кгс/см^2), для сталей марок					
	03Х21Н21М4ГБ	08Х22Н6Т, 08Х21Н6М2Т	03Х17Н14М3	03Х18Н11	08Х15Н10Т 08Х18Н12Т 08Х17Н13М2Т 08Х17Н19М3Т	12Х18Н10Т 12Х18Н12Т 10Х17М13М2Т 10Х17Н13М3Т
20	550(5500)	600(6000)	500(5000)	520(5200)	520(5200)	540(5400)
100	540(5400)	583(5830)	474(4740)	450(4500)	480(4800)	500(5000)
150	535(5350)	550(5500)	453(4530)	433(4330)	455(4550)	475(4750)
200	535(5350)	515(5150)	432(4320)	415(4150)	430(4300)	450(4500)
250	534(5340)	503(5030)	412(4120)	405(4050)	424(4240)	443(4430)
300	520(5200)	500(5030)	392(3920)	397(3970)	417(4170)	440(4400)
350	518(5180)	—	376(3760)	394(3940)	408(4080)	438(4380)
375	517(5170)	—	368(3680)	392(3920)	405(4050)	437(4370)
400	516(5160)	—	360(3600)	390(3900)	402(4020)	436(4360)
410	—	—	358(3580)	388(3880)	400(4000)	434(4340)
420	—	—	356(3560)	386(3860)	398(3980)	432(4320)
430	—	—	354(3540)	384(3840)	396(3960)	431(4310)
440	—	—	352(3520)	382(3820)	394(3940)	430(4300)
450	—	—	350(3500)	380(3800)	392(3920)	428(4280)
460	—	—	—	—	390(3900)	426(4260)
470	—	—	—	—	388(3880)	424(4240)
480	—	—	—	—	386(3860)	422(4220)
490	—	—	—	—	385(3850)	421(4210)
500	—	—	—	—	383(3830)	420(4200)
510	—	—	—	—	381(3810)	418(4180)

Таблиця Б.10 – Модуль подовжньої пружності E

Сталі	Модуль подовжньої пружності $10^{-5}E$, МПа ($10^{-6}E$ кгс/см^2), при температурі, °С													
	20	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700
Вуглецеві і низьколеговані	1,99	1,91	1,86	1,81	1,76	1,71	1,64	1,55	1,40	—	—	—	—	—
Теплостійкі корозійностійкі хромисті	2,15	2,15	2,05	1,98	1,95	1,90	1,84	1,78	1,71	1,63	1,54	1,40	—	—
Жароміцні і жаростійкі аустенітні	2,00	2,00	1,99	1,97	1,94	1,90	1,85	1,80	1,74	1,67	1,60	1,52	1,43	1,32

Додаток В

Коефіцієнти міцності та лінійного розширення

Таблиця В.1 – Коефіцієнти міцності зварних швів, φ

Вид зварного шва	Значення коефіцієнтів міцності зварних швів	
	Довжина контрольованих швів від загальної довжини складає	
	100 %*	від 10 до 50 %*
Стиковий або тавровий з двостороннім повним проплавленням, виконуваний автоматичним і напівавтоматичним зварюванням	1,0	0,9
Стиковий з підварюванням кореня шва або тавровий з двостороннім повним проплавленням, виконуваний у ручному режимі	1,0	0,9
Стиковий, доступний зварюванню тільки з одного боку і що має в процесі зварювання металеву підкладку з боку кореня шва, прилеглу по всій довжині шва до основного металу	0,9	0,8
У тавр, з конструктивним зазором зварюваних деталей	0,8	0,65
Стиковий, виконуваний автоматичним або напівавтоматичним зварюванням з одного боку з підкладкою флюсу або керамічною підкладкою	0,9	0,8
Стиковий, виконуваний у ручному режимі з одного боку	0,9	0,65

* Обсяг контролю визначається технічними вимогами на виготовлення та правилами Держпраці України

Таблиця В.2 – Коефіцієнт лінійного розширення

Марка сталі	Розрахункове значення коефіцієнта $\alpha \times 10^6$ °С$^{-1}$, при температурі, °С				
	20–100	20–200	20–300	20–400	20–500
ВСт3, 20, 20К	11,6	12,6	13,1	13,6	14,1
09Г2С, 16ГС, 17ГС, 17Г1С, 10Г2С1, 10Г2	13,0	14,0	15,3	16,1	15,2
12ХМ, 12МХ, 15ХМ, 15Х5М, 15Х5М-У	11,9	12,6	13,2	13,7	14,0
08Х22Н6Т, 08Х21Н6М2Т	9,6	13,8	16,0	16,0	16,5
12Х18Н10Т, 12Х18Н12Т, 03ХI7Н14М3, 10Х17Н13М2Т, 10Х17Н13М3Т, 08Х18Н10Т, 08Х18Н12Т, 03Х18Н11, 08Х17Н13М2Т, 08Х17Н15М3Т	16,6	17,0	18,0	18,0	18,0
03Х21Н21М4ГБ	14,9	15,7	16,6	17,3	17,5
06ХН28МДТ, 03ХН28МДТ	15,3	15,9	16,5	16,9	17,3
08Х18Г8Н2Т	12,3	13,1	14,4	14,4	15,3

Додаток Г

Конструкційний додаток та класифікація апаратів

Таблиця Г.1 – Конструкційний додаток на мінусовий допуск c_2

Стандартна товщина листа, *s*, мм	2	3	4; 5	6	8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 24	26; 28; 30	32; 34	36; 38; 40
Допустиме відхилення по товщині, мм	–0,18	–0,22	–0,5	–0,6	–0,8	–0,9	–1,0	–1,1

Таблиця Г.2 – Рекомендована мінімальна товщина стінок (без додатка на корозію) циліндричних вальцьованих обичайок

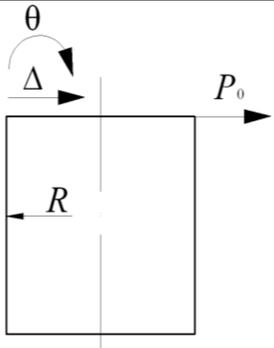
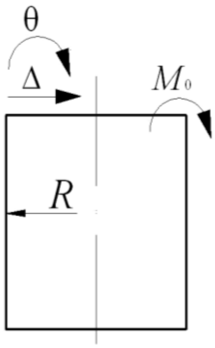
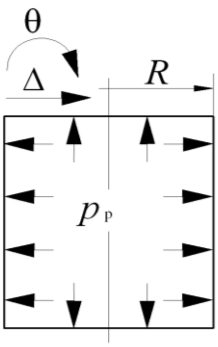
Внутрішній діаметр обичайки *D*, мм	до 400	>400÷1000	>1000÷2000	>2000÷4000
Товщина стінки *s*, мм	2	3	4	5

Таблиця Г.3 – Класифікація апаратів за групами небезпеки

Група	Розрахунковий тиск, МПа	Температура стінки, °С	Характер робочого середовища
1	Під налив і від 0 до 0,05	Незалежно	Токсичне 1-го, 2-го, 3-го класів небезпеки за ГОСТ 12.1.007
	Понад 0,05 або вакуум		Вибухонебезпечне, пожежонебезпечне або токсичне 1-го, 2-го, 3-го класів небезпеки за ГОСТ 12.1.007
2	До 2,5	Понад 400	Будь-яке, за виключенням вказаної для 1-шої групи сосудів
	2,5 до 5,0	Понад 200	
	5,0 і більше	Незалежно	
	До 5,0	Нижче мінус 40	
3	До 2,5	Від мінус 40 до 400	
	Від 2,5 до 5,0	Від мінус 40 до 200	
4	До 1,6	Від мінус 20 до 200	Будь-яке, за виключенням вказаної для 1-шої групи сосудів
5	Під налив і від 0 до 0,05	Незалежно	Будь-яке, за виключенням токсичного 1-го, 2-го, 3-го класів небезпеки за ГОСТ 12.1.007
	Вакуум		Вибухонебезпечне, пожежонебезпечне або токсичне 4-го класу небезпеки за ГОСТ 12.1.007

Додаток Д
Формули для розрахунку

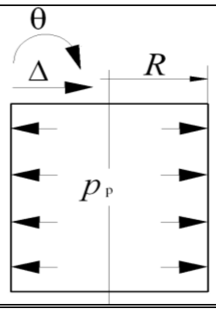
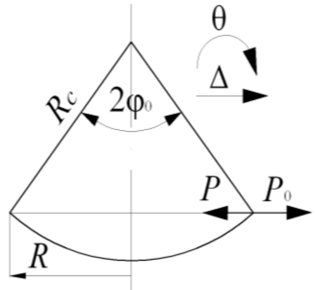
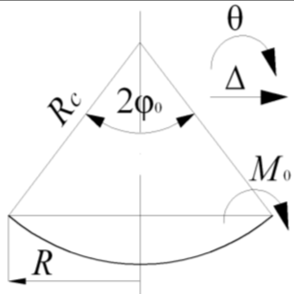
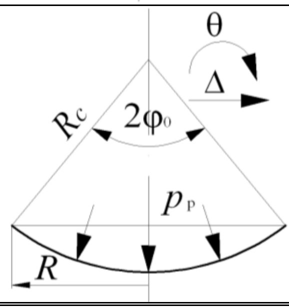
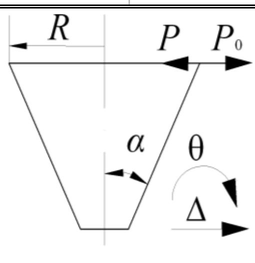
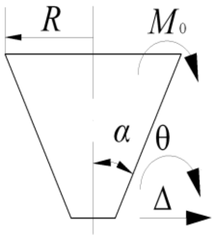
Таблиця Д.1 – Формули для розрахунку зусиль, моментів, переміщень та навантажень на краю оболонки

Навантаження	Зусилля		Момент	
	меридіональне, U	кільцеве, T	меридіональний, M_m	кільцевий, M_t
1	2	3	4	5
	0	$2\beta R P_0$	0	0
	0	$2\beta^2 R M_0$	M_0	μM_0
	$p_p R/2$	$p_p R$	0	0

Продовження табл. Д.1

Переміщення		Напруга		Примітка
радіальне, Δ	кутове, θ	меридіональна, σ_m	кільцева, σ_t	
6	7	8	9	10
$\frac{2\beta R^2}{E(s-c)}P_0$	$\frac{2\beta^2 R^2}{E(s-c)}P_0$	0	$\frac{2\beta R}{s-c}P_0$	
$\frac{2\beta^2 R^2}{E(s-c)}M_0$	$\frac{4\beta^3 R^2}{E(s-c)}M_0$	$\pm\frac{6M_0}{(s-c)^2}$	$\frac{2\beta^2 RM_0}{s-c}\pm$ $\pm\frac{6\mu M_0}{(s-c)^2}$	$\beta=\frac{\sqrt[4]{3(1-\mu^2)}}{\sqrt{R(s-c)}}$
$\frac{(2-\mu)R^2}{2E(s-c)}p_р$	0	$\frac{p_р R}{2(s-c)}$	$\frac{p_р R}{s-c}$	

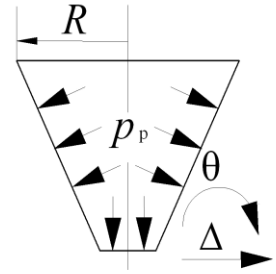
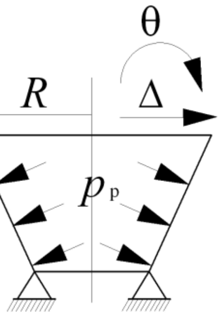
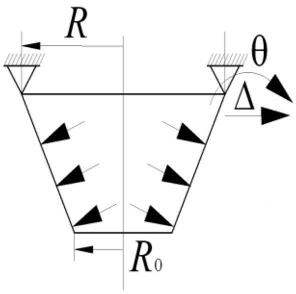
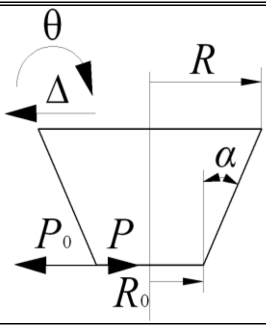
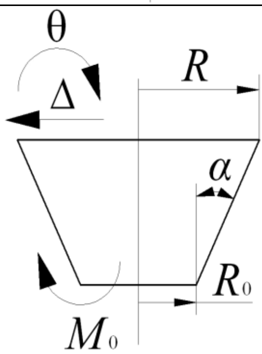
Продовження табл. Д.1

1	2	3	4	5
	0	$p_р R$	0	0
	$(P_0–P)\cos\varphi_0$	$2\beta_c(P_0-P)\times$ $\times R_c\sin\varphi_0$	0	0
	0	$\frac{2\beta_c^2}{R}M_0$	M_0	μM_0
				
	$(P_0–P)\sin\alpha$	$2\beta_к R(P_0–P)$	0	0
	0	$\frac{2\beta_к^2 R}{\cos\alpha}M_0$	M_0	μM_0

Продовження табл. Д.1

6	7	8	9	10
$\frac{R^2}{E(s-c)}p_\text{р}$	0	0	$\frac{p_\text{р}R}{s-c}$	$\beta=\frac{\sqrt[4]{3\left(1-\mu^2\right)}}{\sqrt{R(s-c)}}$
$\beta_\text{с}R_\text{с}^2\sin^2\varphi_0\times$ $\frac{\times\left(1+k_{10}k_{20}\right)}{E\left(s_\text{с}-c\right)k_{10}}\times$ $\times\left(P_0-P\right)$	$\frac{2\beta_\text{с}R_\text{с}^2\sin^2\varphi_0}{E\left(s_\text{с}-c\right)k_{10}}\times$ $\times\left(P_0-P\right)$	$\frac{\left(P_0-P\right)\cos\varphi_0}{s_\text{с}-c}$	$\frac{2\beta_\text{с}R_\text{с}\sin\varphi_0}{s_\text{с}-c}\times$ $\times\left(P_0-P\right)$	$P=\frac{p_\text{р}R_\text{с}}{2}\cos\varphi_0;$ $\beta=\frac{\sqrt[4]{3\left(1-\mu^2\right)}}{\sqrt{R(s-c)}};$ $k_{10}=1-\frac{1-2\mu}{2\beta_\text{с}R_\text{с}}\times$ $\times\text{ctg}\varphi_0;$ $k_{20}=1-\frac{1+2\mu}{2\beta_\text{с}R_\text{с}}\times$ $\times\text{ctg}\varphi_0$
$\frac{2\beta_\text{с}^2R_\text{с}^2\sin\varphi_0}{E\left(s_\text{с}-c\right)k_{10}}M_0$	$\frac{4\beta_\text{с}^3R_\text{с}^2}{E\left(s_\text{с}-c\right)k_{10}}M_0$	$\pm\frac{6M_0}{\left(s-c\right)^2}$	$\frac{2\beta_\text{с}^2R_\text{с}M_0}{s_\text{с}-c}\pm$ $\pm\frac{6\mu M_0}{\left(s_\text{с}-c\right)^2}$	
$\frac{(1-\mu)R_\text{с}^2\sin\varphi_0}{2E\left(s_\text{с}-c\right)}p_\text{р}$	0	$\frac{p_\text{р}R_\text{с}}{2(s_\text{с}-c)}$	$\frac{p_\text{р}R_\text{с}}{2(s_\text{с}-c)}$	
$\frac{2\beta_\text{к}R^2(P_0-P)}{E\left(s_\text{к}-c\right)}$	$\frac{2\beta_\text{к}^2R^2(P_0-P)}{E\left(s_\text{к}-c\right)\cos\alpha}$	$\frac{\sin\alpha(P_0-P)}{s_\text{к}-c}$	$\frac{2\beta_\text{к}R(P_0-P)}{s_\text{к}-c}$	$P=\frac{p_\text{р}R}{2}\text{tg}\alpha;$ $\beta_\text{к}=\frac{\sqrt[4]{3\left(1-\mu^2\right)}}{\sqrt{\frac{R(s_\text{к}-c)}{\cos\alpha}}}$
$\frac{2\beta_\text{к}^2R^2M_0}{E\left(s_\text{к}-c\right)\cos\alpha}$	$\frac{4\beta_\text{к}^3R^2M_0}{E\left(s_\text{к}-c\right)\cos^2\alpha}$	$\pm\frac{6M_0}{\left(s_\text{к}-c\right)^2}$	$\frac{2\beta_\text{к}^2RM_0}{\left(s_\text{к}-c\right)\cos\alpha}\pm$ $\pm\frac{6\mu M_0}{\left(s_\text{к}-c\right)^2}$	

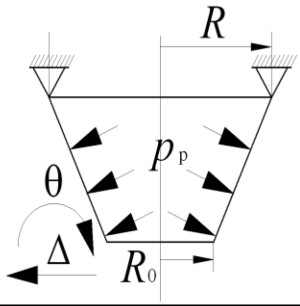
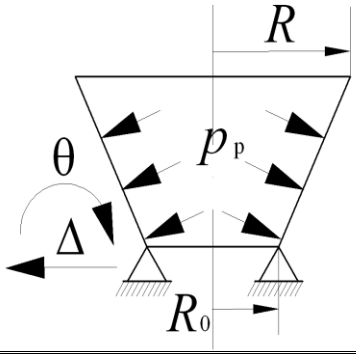
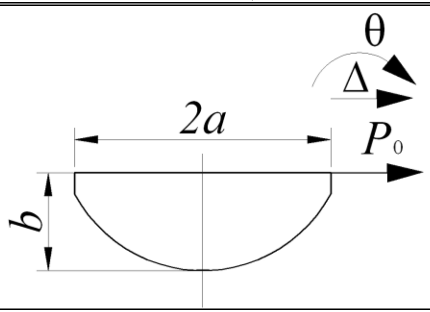
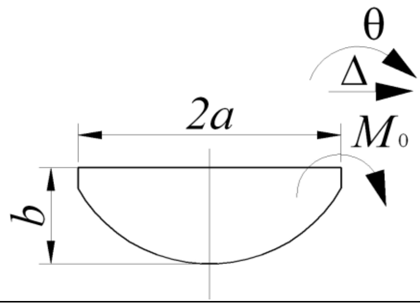
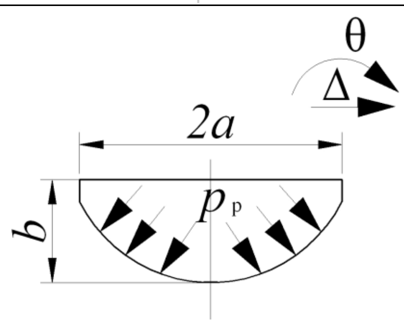
Продовження табл. Д.1

1	2	3	4	5
	$\frac{p_{р}R}{2\cos\alpha}$	$\frac{p_{р}R}{\cos\alpha}$	0	0
	0	$\frac{p_{р}R}{\cos\alpha}$	0	0
	$\frac{p_{р}R\left(1-\frac{R_0^2}{R^2}\right)}{2\cos\alpha}$	$\frac{p_{р}R}{\cos\alpha}$	0	0
	$(P_0 – P)\sin\alpha$	$2\beta_{к.у.}R_0\times$ $\times(P_0 – P)$	0	0
	0	$\frac{2\beta_{к.у.}^2 R_0}{\cos\alpha}M_0$	M_0	μM_0

Продовження табл. Д.1

6	7	8	9	10
$\dfrac{R^2(2-\mu)p_{\text{р}}}{2E(s_{\text{к}}-c)\cos\alpha}$	$\dfrac{3R\sin\alpha p_{\text{р}}}{2E(s_{\text{к}}-c)\cos^2\alpha}$	$\dfrac{p_{\text{р}}R}{2(s_{\text{к}}-c)\cos\alpha}$	$\dfrac{p_{\text{р}}R}{(s_{\text{к}}-c)\cos\alpha}$	$P=\dfrac{p_{\text{р}}R}{2}\text{tg}\alpha$; $\beta_{\text{к}}=\dfrac{\sqrt[4]{3(1-\mu^2)}}{\sqrt{\dfrac{R(s_{\text{к}}-c)}{\cos\alpha}}}$
$\dfrac{R^2p_{\text{р}}}{E(s_{\text{к}}-c)\cos\alpha}$	$\dfrac{2R\sin\alpha p_{\text{р}}}{E(s_{\text{к}}-c)\cos^2\alpha}$	0	$\dfrac{p_{\text{р}}R}{(s_{\text{к}}-c)\cos\alpha}$	
$\dfrac{R^2\left(2-\mu+\mu\dfrac{R_0^2}{R^2}\right)}{2E(s_{\text{к}}-c)\cos\alpha}\times$ $\times p_{\text{р}}$	$\dfrac{R\sin\alpha\left(3+\dfrac{R_0^2}{R^2}\right)p_{\text{р}}}{2E(s_{\text{к}}-c)\cos^2\alpha}$	$\dfrac{p_{\text{р}}R\left(1-\dfrac{R_0^2}{R^2}\right)}{2(s_{\text{к}}-c)\cos\alpha}$	$\dfrac{p_{\text{р}}R}{(s_{\text{к}}-c)\cos\alpha}$	
$\dfrac{2\beta_{\text{к.у.}}R_0^2}{E(s_{\text{к}}-c)}\times$ $\times(P_0-P)$	$\dfrac{2\beta_{\text{к.у.}}^2R_0^2}{E(s_{\text{к}}-c)\cos\alpha}\times$ $\times(P_0-P)$	$\dfrac{(P_0-P)\sin\alpha}{s_{\text{к}}-c}$	$\dfrac{2\beta_{\text{к.у.}}R_0}{s_{\text{к}}-c}\times$ $\times(P_0-P)$	$\beta_{\text{к.у.}}=\dfrac{\sqrt[4]{3(1-\mu^2)}}{\sqrt{\dfrac{R_0(s_{\text{к}}-c)}{\cos\alpha}}}$; $P=\dfrac{p_{\text{р}}R_0}{2}\text{tg}\alpha$
$\dfrac{2\beta_{\text{к.у.}}^2R_0^2}{E(s_{\text{к}}-c)\cos\alpha}M_0$	$\dfrac{4\beta_{\text{к.у.}}^3R_0^2}{E(s_{\text{к}}-c)\cos^2\alpha}\times$ $\times M_0$	$\pm\dfrac{6M_0}{(s_{\text{к}}-c)^2}$	$\dfrac{2\beta_{\text{к.у.}}^2R_0M_0}{(s_{\text{к}}-c)\cos\alpha}\pm$ $\pm\dfrac{6\mu M_0}{(s_{\text{к}}-c)^2}$	

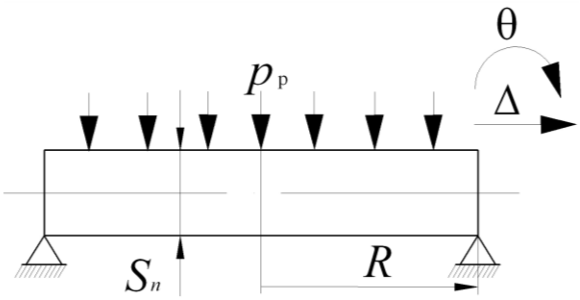
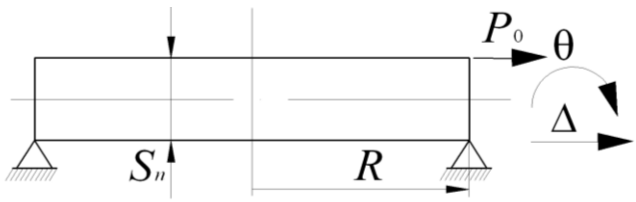
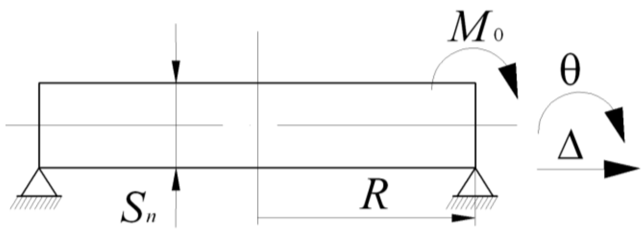
Продовження табл. Д.1

1	2	3	4	5
	0	$\frac{p_{\text{р}}R_0}{\cos\alpha}$	0	0
	$\frac{p_{\text{р}}R_0\left(1-\frac{R^2}{R_0^2}\right)}{2\cos\alpha}$	$\frac{p_{\text{р}}R_0}{\cos\alpha}$	0	0
	0	$2\beta_{\text{e}}aP_0$	0	0
	0	$2\beta_{\text{e}}^2aM_0$	M_0	μM_0
	$p_{\text{р}}a/2$	$\frac{p_{\text{р}}a}{2}\left(2-\frac{a^2}{b^2}\right)$	0	0

Продовження табл. Д.1

6	7	8	9	10
$\frac{R_0^2}{E(s_{к}-c)\cos\alpha}\times p_{р}$	$\frac{2R_0^2\sin\alpha}{E(s_{к}-c)\cos^2\alpha}\times p_{р}$	0	$\frac{p_{р}R_0}{(s_{к}-c)\cos\alpha}$	$\beta_{к.у.}=\frac{\sqrt[4]{3(1-\mu^2)}}{\sqrt{\frac{R_0(s_{к}-c)}{\cos\alpha}}}$;
$\frac{R_0^2\left(2-\mu+\mu\frac{R^2}{R_0^2}\right)}{2E(s_{к}-c)\cos\alpha}\times p_{р}$	$\frac{R_0\sin\alpha\left(3+\frac{R^2}{R_0^2}\right)}{2E(s_{к}-c)\cos^2\alpha}\times p_{р}$	$\frac{R_0\left(1-\frac{R^2}{R_0^2}\right)p_{р}}{2(s_{к}-c)\cos\alpha}$	$\frac{p_{р}R_0}{(s_{к}-c)\cos\alpha}$	$P=\frac{p_{р}R_0}{2}\text{tg}\alpha$
$\frac{2\beta_{е}a^2}{E(s_{е}-c)}P_0$	$\frac{2\beta_{е}^2a^2}{E(s_{е}-c)}P_0$	0	$\frac{2\beta_{е}a}{s_{е}-c}P_0$	
$\frac{4\beta_{е}^2a^2}{E(s_{е}-c)}M_0$	$\frac{4\beta_{е}^3a^2}{E(s_{е}-c)}M_0$	$\pm\frac{6M_0}{(s_{е}-c)^2}$	$\frac{2\beta_{е}^2a}{s_{е}-c}M_0\pm$ $\pm\frac{6\mu M_0}{(s_{е}-c)^2}$	$\beta_{е}=\frac{\sqrt[4]{3(1-\mu^2)}}{\sqrt{a(s_{е}-c)}}$
$\frac{p_{р}a^2}{2E(s_{е}-c)}\times\left(2-\mu-\frac{a^2}{b^2}\right)$	0	$\frac{p_{р}a}{2(s_{е}-c)}$	$\frac{p_{р}a}{2(s_{е}-c)}\times\left(2-\frac{a^2}{b^2}\right)$	

Таблиця Д.2 – Формули для розрахунку зусиль, моментів, переміщень та навантажень по контуру плоских круглих днищ

Навантаження	Зусилля		Момент	
	меридіональне U	кільцеве T	кільцевий M	радіальний M_m
	0	0	$-\frac{(1-\mu)R^2}{8}p_р$	0
	P_0	P_0	$\frac{s_п - c}{2}P_0$	$\frac{s_п - c}{2}P_0$
	0	0	M_0	M_0

Продовження табл. Д.2

Переміщення		Напруга	
радіальне Δ	кутове θ	кільцева σ_t	радіальна σ_r
0	$-\frac{3(1-\mu)R^3}{2E\left(s_п - c\right)^3} p_р$	$-\frac{3(1-\mu)R^2}{4\left(s_п - c\right)^2} p_р$	0
$\frac{6(1-\mu)R}{E\left(s_п - c\right)} P_0$	$\frac{6(1-\mu)R}{E\left(s_п - c\right)^2} P_0$	$\frac{P_0}{s_п - c}(1 \pm 3)$	$\frac{P_0}{s_п - c}(1 \pm 3)$
0	$\frac{12(1-\mu)R}{E\left(s_п - c\right)^2} M_0$	$\pm\frac{6M_0}{\left(s_п - c\right)^2}$	$\pm\frac{6M_0}{\left(s_п - c\right)^2}$

ДОДАТОК Є

Розміри еліптичних, конічних, сферичних та плоских днищ

Таблиця Є.1 – Розміри еліптичних відбортованих стальних днищ з зовнішніми базовими діаметрами при $h_ц$ = 25 мм (ГОСТ 6533–78)

$s_д$, мм	$F_д$, м²; $V_д$, л	$D_з$, мм									
		159	219	273	325	377	426	480	530	630	720
		$H_д$, мм									
		40	55	68	81	91	106	120	132	157	180
4	$F_д$	0,04	0,06	0,10							
	$V_д$	0,87	2,05	3,73							
6	$F_д$	0,03	0,06	0,09	0,13						
	$V_д$	0,80	1,93	3,54	5,77						
8	$F_д$	0,03	0,06	0,09	0,13	0,17					
	$V_д$	0,74	1,81	3,37	5,52	8,42					
10	$F_д$	0,03	0,06	0,09	0,12	0,16	0,21	0,26	0,32	0,45	0,58
	$V_д$	0,68	1,70	3,20	5,28	8,10	11,53	16,30	21,71	36,0	53,04
12	$F_д$	0,03	0,05	0,08	0,12	0,16	0,20	0,26	0,31	0,44	0,57
	$V_д$	0,62	1,59	3,03	5,05	7,79	11,13	15,80	21,11	35,06	51,93
14	$F_д$	0,03	0,05	0,08	0,12	0,16	0,20	0,25	0,31	0,43	0,60*
	$V_д$	0,57	1,49	2,88	4,82	7,50	10,73	15,30	20,51	34,22	57,47*
16	$F_д$	0,03	0,05	0,08	0,11	0,15	0,19	0,25	0,30	0,43	0,59*
	$V_д$	0,52	1,39	2,72	4,60	7,19	10,37	14,82	20,00	33,39	55,33*
18	$F_д$		0,05	0,08	0,11	0,15	0,19			0,45*	0,58*
	$V_д$		1,30	2,57	4,39	6,90	10,00			33,73*	54,20*
20	$F_д$		0,05	0,07	0,11	0,14	0,19		0,31*	0,44*	0,58*
	$V_д$		1,21	2,43	4,19	6,62	9,64		21,02*	35,88*	53,08*
22	$F_д$				0,10	0,14	0,18			0,43*	0,57*
	$V_д$				3,99	6,35	9,29			35,04*	51,98*
25	$F_д$				0,10	0,13	0,19*		0,30*	0,43*	0,56*
	$V_д$				3,70	5,96	10,44*		20,41*	33,80*	50,36*

* При $h_ц$ = 40 мм

Таблиця Є.2 – Розміри еліптичних відбортованих стальних днищ з внутрішніми базовими діаметрами при $h_ц$ = 25 мм (ГОСТ 6533–78)

D, мм	$s_д$, мм	$H_д$, мм	$h_ц$, мм	$F_д$, м^2	$V_д$, м^3
1	2	3	4	5	6
400	4–25 28–30	100	25 40	0,20 0,22	0,0115 0,0134
(450)	4–20	112	25	0,25	0,0158
500	4–20 22–36	125	25 40	0,31 0,33	0,0212 0,0241
(550)	4–18 20	137	25 40	0,37 0,40	0,0276 0,0312
600	4–16 18–40	150	25 40	0,44 0,47	0,0352 0,0395
(650)	4–14 16–20	162	25 40	0,51 0,54	0,0441 0,0491
700	4–14 16–36 40	175	25 40 60	0,59 0,62 0,66	0,0543 0,0601 0,0678
800	4–12 14–32 34–50	200	25 40 60	0,76 0,79 0,84	0,0793 0,0868 0,0969
900	5–10 12–28 30–32	225	25 40 60	0,95 0,99 1,05	0,1109 0,1204 0,1331
1000	5–10 12–25 28–55 60–80	250	25 40 60 80	1,21 1,21 1,27 1,34	0,1617 0,1617 0,1774 0,1931
(1100)	6–8 10–22 25–32	275	25 40 60	1,40 1,45 1,52	0,1972 0,2114 0,2304
1200	6–8 10–20 22–45 50–80	300	25 40 60 80	1,65 1,71 1,79 1,86	0,2534 0,2704 0,2930 0,3156
1300	6–8 10–20 22–32	325	25 40 60	1,93 2,00 2,08	0,3195 0,3394 0,3659
1400	6 8–18 20–40 45–70 80–100	350	25 40 60 80 100	2,23 2,30 2,39 2,48 2,56	0,3960 0,4191 0,4499 0,4807 0,5114

Продовження табл. Є.2

1	2	3	4	5	6
(1500)	6 8–16 18–38 40–60	375	25 40 60 80	2,56 2,63 2,72 2,82	0,4840 0,5104 0,5458 0,5814
1600	6 8–16 18–36 38–60 65–100	400	25 40 60 80 100	2,90 2,98 3,08 3,18 3,28	0,5840 0,6141 0,6543 0,6945 0,7347
(1700)	6–14 16–32 36–50	425	40 60 80	3,35 3,45 3,56	0,7310 0,7763 0,8217
1800	6–14 16–32 34–55 60–90 100	450	40 60 80 100 120	3,74 3,85 3,96 4,08 4,19	0,8617 0,9136 0,9634 1,0143 1,0652
(1900)	6–12 14–20	475	40 60	4,15 4,27	1,0072 1,0638
2000	8–10 12–25 28–45 50–70 80–100	500	40 60 800 100 120	4,59 4,71 4,84 4,96 5,09	1,1681 1,2309 1,2937 1,3565 1,4200
2200	8–10 12–25 28–45 50–70 80–100	550	40 60 80 100 120	5,52 5,66 5,80 5,94 6,08	1,5395 1,6165 1,6915 1,7675 1,8444
2400	8–10 12–22 25–40 45–65 70–100	600	40 60 80 100 120	6,54 6,70 6,85 7,00 7,15	1,9823 2,0727 2,1631 2,2536 2,3452
2500	8–10 12–22 25–40 45–60 65–100	625	40 60 80 100 120	7,09 7,25 7,40 7,56 7,72	2,2323 2,3305 2,4286 2,5267 2,6262
2600	8 10–22 25–38 40–60 65–100	650	40 60 80 100 120	7,65 7,82 7,98 8,14 8,31	2,5026 2,6087 2,7149 2,8210 2,9286

Закінчення табл. Є.2

1	2	3	4	5	6
2800	8 10–20 22–36 38–55 60–100	700	40 60 80 100 120	8,85 9,03 9,20 9,38 9,55	3,1067 3,2298 3,3529 3,4760 3,6009
3000	10–18 20–32 34–50 55–100	750	40 60 80 100 120	10,13 10,32 10,51 10,70 10,89	3,8010 3,9423 4,0836 4,2249 4,3681
3200	10–18 20–32 34–50 55–100	800	60 80 100 120	11,70 11,90 12,10 12,30	4,7523 4,9131 5,0738 5,2373
3400	12–16 18–30 32–45 50–100	850	60 80 100 120	13,17 13,38 13,60 13,81	5,6662 5,8477 6,0292 6,2138
3600	12–20 22–28 30–40 45–100	900	60 80 100 120	14,73 14,95 15,18 15,40	6,6902 6,8936 7,0971 7,3043
3800	14 16–25 28–40 45–100	950	60 80 100 120	16,37 16,61 16,84 17,08	7,8305 8,0572 8,2839 8,5149
4000	16–25 28–40 45–90	1000	80 100 120	18,35 18,60 18,85	9,3446 9,5958 9,8520
4500	16–22 25, 28	1125	80 100	23,08 23,36	13,1529 13,4710

Примітки: 1. Днища з діаметрами, поміщеними в дужки, допускається застосовувати для сорочок апаратів. 2. Днища з двошарової сталі допускається виготовляти з товщиною стінки 24 мм та 26 мм замість 25 мм.

Приклад умовного позначення днища з D = 1000 мм та s = 10мм:

Днище 1000-10 ГОСТ 6533–78

Таблиця Є.3 – Розміри конічних відбортованих стальних днищ з внутрішніми базовими діаметрами (ГОСТ 12619–78)

D, мм	$s_д$, мм	$H_ц$, мм	$2\alpha_1 = 60^o$			$2\alpha_1 = 90^o$		
			$H_д$, мм	$F_д$, м^2	$V_д$, м^3	$H_д$, мм	$F_д$, м^2	$V_д$, м^3
1	2	3	4	5	6	7	8	9
400 (450)	3–10	30	367 411	0,32 0,40	0,02 0,028	232 257	0,27 0,32	0,016 0,021
500	3–8 10	30 40	452	0,48 0,49	0,038 0,040	280	0,38 0,40	0,028 0,030
(550)	4–8 10	30 40	447	0,56 0,58	0,049 0,052	307	0,44 0,46	0,036 0,039
600	4–8 10,12	30 40	541	0,66 0,68	0,063 0,066	332	0,51 0,53	0,046 0,048
(650)	4–8 10, 12	30 40	584	0,76 0,78	0,079 0,082	357	0,58 0,60	0,056 0,062
700	4–6 8–10 12	30 40 50	627	0,87 0,89 0,92	0,097 0,101 0,105	382	0,65 0,68 0,70	0,069 0,073 0,076
800	4, 6 8, 10 12, 14	30 40 50	735	1,22 1,25 1,28	0,152 0,157 0,162	466	1,00 1,03 1,06	0,115 0,120 0,125
900	4, 6 8 10, 12 14	30 40 50 60	821	1,50 1,53 1,56 1,59	0,211 0,217 0,224 0,230	516	1,20 1,23 1,26 1,30	0,156 0,162 0,169 0,175
1000	4 6, 8 10, 12 14, 16	30 40 50 60	908	1,81 1,84 1,88 1,93	0,283 0,291 0,299 0,307	566	1,42 1,45 1,49 1,53	0,206 0,214 0,222 0,229
(1100)	6, 8 10 12, 14 16	40 50 60 70	997	2,19 2,22 2,26 2,30	0,380 0,389 0,399 0,408	616	1,69 1,73 1,77 1,81	0,275 0,284 0,294 0,303
1200	6 8, 10 12, 14 16, 18	40 50 60 70	1080	2,55 2,60 2,64 2,68	0,485 0,496 0,508 0,519	666	1,95 1,99 2,04 2,08	0,346 0,357 0,368 0,380
(1300)	6 8, 10 12 14, 16 18, 20	40 50 60 70 80	1168	2,95 3,00 3,04 3,08 3,13	0,608 0,621 0,634 0,647 0,661	716	2,23 2,28 2,32 2,37 2,41	0,428 0,441 0,454 0,468 0,481

Продовження табл. Є.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9
1400	6, 8 10, 12 14, 16 18, 20	50 60 70 80	1254	3,43 3,47 3,52 3,57	0,765 0,780 0,795 0,811	766	2,58 2,62 2,67 2,72	0,537 0,553 0,568 0,584
(1500)	6, 8 10, 12 14 16, 18 20, 22	50 60 70 80 100	1340	3,89 3,94 3,99 4,04 4,14	0,929 0,946 0,964 0,982 1,017	816	2,89 2,94 2,99 3,05 3,15	0,646 0,664 0,682 0,699 0,735
1600	6, 8 10 12, 14 16, 18 20–25	50 60 70 80 100	1439	4,49 4,54 4,59 4,65 4,76	1,136 1,156 1,177 1,197 1,237	882	3,40 3,45 3,51 3,57 3,68	0,802 0,822 0,843 0,863 0,903
(1700)	6, 8 10 12, 14 16 18	50 60 70 80 100	1525	5,01 5,07 5,12 5,18 5,29	1,348 1,371 1,394 1,416 1,462	932	3,76 3,82 3,88 3,94 4,06	0,944 0,966 0,989 1,012 1,057
1800	6 8, 10 12 14, 16 18–25	50 60 70 80 100	1612	5,56 5,62 5,68 5,74 5,86	1,585 1,611 1,636 1,662 1,712	982	4,14 4,20 4,26 4,33 4,45	1,100 1,126 1,151 1,177 1,228
(1900)	6 8, 10 12 14, 16 18	50 60 70 80 100	1698	6,15 6,20 6,27 6,33 6,46	1,850 1,880 1,910 1,930 1,990	1032	4,54 4,61 4,67 4,74 4,87	1,273 1,302 1,330 1,358 1,415
2000	6 8 10, 12 14 16–22 25–30	50 60 70 80 100 120	1785	6,76 6,82 6,89 6,95 7,09 7,22	2,139 2,170 2,201 2,233 2,296 2,358	1082	4,96 5,03 5,09 5,16 5,30 5,44	1,463 1,495 1,526 1,557 1,620 1,683
2200	8 10 12, 14 16–22 25–30	60 70 80 100 120	1958	8,14 8,20 8,28 8,42 8,57	2,845 2,883 2,921 2,997 2,073	1182	5,92 6,00 6,07 6,22 6,37	1,935 1,973 2,011 2,087 2,163

Продовження табл. Є.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9
2400	8 10 12 14–18 20–28	60 70 80 100 120	2130	9,56 9,64 9,72 9,88 10,04	3,647 3,693 3,738 3,828 3,919	1282	6,90 6,97 7,06 7,21 7,38	2,454 2,499 2,544 2,635 2,725
2500	8 10 12 14–18 20–25	60 70 80 100 120	2218	10,32 10,40 10,48 10,65 10,81	4,100 4,149 4,198 4,296 4,394	1332	7,41 7,49 7,57 7,74 7,90	2,745 2,794 2,843 2,941 3,039
2600	8 10, 12 14–18 20, 22	70 80 100 120	2303	11,20 11,28 11,45 11,62	4,640 4,693 4,800 4,906	1382	8,03 8,11 8,28 8,45	3,110 3,163 3,269 3,375
2800	8 10 12–16 18–22	70 80 100 120	2478	12,86 12,95 13,13 13,31	5,737 5,799 5,922 6,045	1482	9,15 9,24 9,42 9,61	3,812 3,874 3,997 4,120
3000	10 12–16 18	80 100 120	2650	14,74 14,93 15,13	7,065 7,206 7,348	1582	10,44 10,64 10,84	4,683 4,824 4,965
3200	10 12–16 18	80 100 120	2837	16,92 17,12 17,33	8,611 8,771 8,932	1704	12,13 12,34 12,55	5,762 5,923 6,084
3400	10–14 16, 18	100 120	3010	19,17 19,39	10,426 10,608	1804	13,72 13,95	6,989 7,170
3600	12, 14 16, 18	100 120	3185	21,33 21,57	12,277 12,480	1904	15,18 15,42	8,175 8,378
3800	12 14–18	100 120	3358	23,61 23,86	14,334 14,560	2004	16,72 16,96	9,486 9,713
4000	12 14, 16	100 120	3530	26,01 26,26	16,608 16,859	2104	18,32 18,58	10,930 11,181

Примітки: 1. $R_б = 80$ мм – для $D \leq 700$ мм, $R_б = 160$ мм – для $D = 800 \div 1500$ мм, $R_б = 200$ мм – для $D \leq 1600 \div 3000$ мм, $R_б = 250$ мм – для $D \geq 3200$ мм. 2. Днища з діаметрами, ув'язненими в дужки, передбачені тільки для обігріваючих і охолоджувальних сорочок. 3. Значення товщини стінок при $s_д > 22$ мм – 25, 28 і 30 мм.

Приклад умовного позначення днища з $2\alpha = 60^{\circ}$, $D = 500$ мм та $s = 6$ мм:
Днище 60-500-6 ГОСТ 12619–78

Таблиця Є.4 – Розміри конічних відбортованих стальних днищ з зовнішніми базовими діаметрами (ГОСТ 12619–78)

$D_з$, мм	$s_д$, мм	$H_ц$, мм	2α = 60°			2α = 90°		
			$H_д$, мм	$F_д$, м^2	$V_д$, м^3	$H_д$, мм	$F_д$, м^2	$V_д$, м^3
219			201	0,11	0,003	125	0,09	0,003
273			248	0,15	0,006	152	0,12	0,005
325	4–8	30	293	0,20	0,011	178	0,16	0,008
377			338	0,27	0,016	204	0,20	0,012
426			390	0,36	0,024	245	0,30	0,019
480	4–8	30	436	0,44	0,034	272	0,36	0,025
	10		–	–	–			
530	4–8	30	480	0,53	0,045	297	0,42	0,033
	10	40	–	–	–		0,44	0,035
630	4–8	30	566	0,72	0,072	347	0,55	0,052
	10	40	–	–	–		0,57	0,055
720	6–10	50	644	0,94	0,109	392	0,71	0,078
	12		–	0,96	0,113		0,74	0,082
820	6, 8	40	752	1,30	0,168	476	1,07	0,128
	10, 12	50	–	1,33	0,174		1,10	0,133
920	6, 8	40	838	1,59	0,231	526	1,28	0,172
	10, 12	50	838	1,62	0,238		1,31	0,179
	14	60	–	–	–		1,34	0,185
1020	6, 8	40	925	1,91	0,308	576	1,50	0,225
	10, 12	50	925	1,94	0,316		1,54	0,233
	14, 16	60	–	–	–		1,58	0,242
1120	6, 8	40	1012	2,25	0,40	626	1,75	0,288
	10	50	1012	2,29	0,41		1,78	0,298
	12, 14	60	1012	2,33	0419		1,83	0,308
	16	70	–	–	–		1,86	0,318
1220	6	40	1098	2,63	0,508	676	2,01	0,361
	8, 10	50	1098	2,67	0,520		2,05	0,373
	12, 14	60	1098	2,71	0,531		2,10	0,385
	16	70	–	–	–		2,14	0,396
1320	6–10	50	1185	3,08	0,648	726	2,33	0,460
	12	60	1185	3,12	0,662		2,38	0,473
	14	70	1185	3,17	0,675		2,43	0,487
	16	70	–	–	–		2,43	0,487
1420	6, 8	50	1272	3,52	0,796	776	2,64	0,558
	10, 12	60		3,56	0,812		2,68	0,574
	14, 16	70		3,61	0,827		2,74	0,590

Примітки: 1. $R_б$ = 40 мм – для $D_з \leq 377$ мм, $R_б$ = 80 мм – для $D_з \geq 426 \div 720$ мм, $R_б$ = 160 мм – для $D_з \geq 820$ мм. 2. Значення товщини стінок тільки парні.

Приклад умовного позначення днища з 2α = 60°, $D_з$ = 530 мм та s = 6 мм:
Днище 60-530-6 ГОСТ 12619-78

Таблиця Є.5 – Розміри конічних не відбортованих стальних днищ з зовнішніми базовими діаметрами (ГОСТ 12620–78)

$D_н$	$s_д$	$2\alpha = 60^o$			$2\alpha = 90^o$			$2\alpha = 120^o$		
мм	мм	$H_д$, мм	$F_д$, м^2	$V_д$, м^3	$H_д$, мм	$F_д$, м^2	$V_д$, м^3	$H_д$, мм	$F_д$, м^2	$V_д$, м^3
219	3, 4	190	0,07	0,002	109,5	0,05	0,001			
273		236	0,11	0,004	136,5	0,08	0,003			
325		281	0,16	0,007	162,5	0,11	0,004			
377		326	0,21	0,012	188,5	0,15	0,007			
426	4, 6	369	0,27	0,016	213	0,19	0,009	123	0,16	0,005
480		415	0,34	0,023	240	0,24	0,013	138	0,20	0,008
530		459	0,42	0,032	265	0,30	0,019	153	0,25	0,010
630		546	0,60	0,054	315	0,43	0,031	181	0,36	0,017
720	6, 8	624	0,78	0,080	360	0,56	0,047	207	0,45	0,026
820		710	1,02	0,120	410	0,72	0,068	237	0,58	0,039
920		797	1,28	0,169	460	0,92	0,098	265	0,74	0,055
1020		883	1,58	0,231	510	1,14	0,132	294	0,91	0,075
1120		970	1,91	0,307	560	1,35	0,176	323	1,10	0,102
1220		1056	2,28	0,398	610	1,61	0,228	352	1,31	0,130
1320		1143	2,67	0,505	660	1,88	0,290	381	1,54	0,166
1420		1230	3,10	0,631	710	2,18	0,362	410	1,78	0,207

Примітки: Для кожного кута 2α і $D_з$ в залежності від значень $s_д$, $F_д$, $V_д$ та мають різні (в межах ≤ 1 %) значення. У таблиці приведені найменші значення.

Приклад умовного позначення днища з $2\alpha = 60^o$, $D_з$ = 530 мм та s = 6 мм:
Днище 60-530-6 ГОСТ 12620-78

Таблиця Є.6 – Розміри конічних не відбортованих стальних днищ з кутом при вершині $2\alpha = 140^o$ (ГОСТ 12621–78)

D, мм	$H_д$, мм	$s_д$, мм	$F_д$, м^2	$V_д$, м^3
1	2	3	4	5
1600	182	4, 6, 8, 10	1,84	0,18
1800	218		2,40	0,26
2000	255	6, 8, 10, 12	3,04	0,37
2200	291		3,74	0,50
2400	328		4,50	0,65
2500	346		5,21	0,73
2600	364		5,64	0,83
2800	400		6,54	1,03
3000	437		7,23	1,28
3200	473	8, 10, 12, 14	8,55	1,55
3400	510		9,65	1,86

Продовження табл. Є.6

1	2	3	4	5
3600 3800 4000	510 542 582	10, 12, 14	10,81 12,05 13,35	2,20 2,57 3,02

Примітки: d = 600 мм – для $D \leq$ 3400 мм, d = 800 мм – для $D \geq$ 3600 мм.

Приклад умовного позначення днища з D = 2000 мм и s = 10 мм:
Днище 2000-10 ГОСТ 12621-78

Таблиця Є.7 – Розміри конічних не відбортованих стальних днищ з внутрішніми базовими діаметрами (ГОСТ 12620–78)

D, мм	$s_д$, мм	2α = 60°			2α = 90°			2α = 120°		
		$H_д$, мм	$F_д$, м^2	$V_д$, м^3	$H_д$, мм	$F_д$, м^2	$V_д$, м^3	$H_д$, мм	$F_д$, м^2	$V_д$, м^3
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
400	3, 4, 6*1	346	0,25	0,02	200	0,18	0,01	115	0,14	0,01
500	3, 4, 6	433	0,39	0,03	250	0,28	0,02	144	0,23	0,01
600	3*2, 4, 6, 8*1	520	0,56	0,05	300	0,40	0,03	173	0,32	0,02
700 800 900 1000 1200	4, 6, 8	606 692 779 866 1039	0,76 1,02 1,27 1,56 2,25	0,08 0,12 0,17 0,23 0,39	350 400 450 500 600	0,55 0,71 0,90 1,12 1,60	0,05 0,07 0,10 0,13 0,23	202 230 260 288 346	0,44 0,58 0,74 0,90 1,30	0,03 0,04 0,06 0,08 0,13
1400	6, 8, 10	1212	3,06	0,62	700	2,20	0,36	404	1,78	0,21
1600 1800 2000	6*2, 10, 12*3	1386 1559 1732	3,99 5,05 6,24	0,93 1,32 1,82	800 900 1000	2,86 3,63 4,48	0,54 0,76 1,05	462 520 577	2,32 2,93 3,62	0,31 0,44 0,60
2200 2400 2500 2600	8, 10, 12	1905 2078 2165 2252	7,55 8,99 9,81 10,55	2,42 3,14 3,56 3,99	1100 1200 1250 1300	5,42 6,45 6,93 7,56	1,40 1,80 2,04 2,30	635 692 722 750	4,38 5,22 5,66 6,12	0,80 1,04 1,18 1,33
2800 3000	8, 10, 12, 14*3	2425 2598	12,23 14,04	4,98 6,13	1400 1500	8,78 10,08	2,88 3,54	808 866	7,10 8,15	1,65 2,04
3200	8*4, 10, 12, 14*5	2771	16,07	7,42	1600	11,35	4,30	924	9,27	2,48
3400 3600 3800 4000	10, 12, 14*5	2944 3117 3290 3464	18,15 20,34 22,65 25,10	8,90 10,55 12,42 14,50	1700 1800 1900 2000	12,82 14,37 16,0 17,74	5,14 6,10 7,18 8,38	981 1039 1097 1155	10,47 11,73 13,08 14,49	2,97 3,52 4,15 4,84
4500 5000	12, 14, 16	–	–	–	2250 2500	22,45 27,72	11,93 16,36	1299 1443	18,34 22,64	6,88 9,44

Продовження табл. Є.7

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
5600	12*3, 14, 16, 18*1				2800	34,76	22,98	1616	28,40	13,26
6300	12*3, 14*3, 16, 18*1				3150	44,0	32,72	1818	35,94	18,89

*1 – Тільки для 2α = 120°; *2 – Тільки для 2α = 60° и 90°;*3 – Тільки для 2α = 90°; *4 – Тільки для 2α = 60°; *5 – Тільки для 2α = 90° та 120°

Приклад умовного позначення днища з 2α = 60°, D = 1000 мм та s = 6 мм:

Днище 60-1000-6 ГОСТ 12620-78

Таблиця Є.8 – Розміри сферичних не відбортованих днищ

$D_з$, мм	$H_{д.н}$, мм	$s_д$, мм	$F_д$, м^2	$V_д$, м^3
400	53,6	4, 6, 8	0,134	0,003
450	60,3	4, 6, 8, 10	0,170	0,005
500	67,0		0,210	0,006
600	80,4		0,303	0,011
700	93,8	4, 6, 8, 10, 12	0,412	0,018
800	107		0,539	0,026
900	121	6, 8, 10, 12	0,682	0,037
1000	134		0,842	0,052
1100	147		1,02	0,069
1200	161		1,21	0,090
1400	188		1,65	0,144
1600	214		2,15	0,216
1800	241		2,73	0,308
2000	268		3,37	0,423
2200	292	8, 10, 12	4,07	0,564
2400	322		4,85	0,734
2600	348		5,69	0,934
2800	375		6,60	1,167
3000	402		7,57	1,437

Примітки: Місткості днищ мають різні (в межах ≤ 1 %) значення залежно від s. У таблиці приведені найменші значення.

Приклад умовного позначення днища з $D_з$ = 1000 мм та s = 10 мм зі сталі 09Г2С:

Днище 1000-10-09Г2С ОСТ 26-01-1297-75.

Таблиця Є.9 – Розміри плоских стальних відбортованих і не відбортованих днищ для корпусів з внутрішніми базовими діаметрами

D, мм	відбортовані			не відбортовані	
	$s_д$, мм	$F_д$, м^2	$V_д$, м^3	$s_д$, мм	$D_з$, мм
400	4, 6	0,18	0,007	3–6	430
500		0,26	0,010	3–6	530
600		0,36	0,015	4,6	630
700		0,48	0,021	4–10	740
800		0,62	0,030	4–10	840
900		0,77	0,038	4–12	940
1000		0,93	0,046	4–12	1040
1200	6, 8	1,30	0,067	4–12	1240
1400		1,75	0,091	4–12	1440
1600		2,25	0,120	4–12	1640
1800		2,80	0,152	4–14	1840
2000		3,43	0,187	4–14	2040
2200	8, 10	4,12	0,227	6–16	2250
2400		4,88	0,270	6–16	2450
2500		5,28	0,293	6–16	2550
2600	8, 10	5,69	0,317	6–16	2650
2800		6,57	0,368	6–16	2850
3000		7,50	0,422	6–16	3060
3200	8–12	8,51	0,500	6–16	3260
3400	10, 12	9,58	0,565	6–16	3460
3600	10, 12	10,70	0,633	6–20	3660
3800	10, 12	11,90	0,706	6–20	3860
4000	10, 12	13,15	0,782	6–20	4060
4500	–	–	–	8–20, 25	4560
5000					5060
5600					5660

Примітки: $R_б$ = 30 мм – $h_ц$ = 25 мм для $D_з \le 700$ мм, $h_ц$ = 30 мм для $D \ge 800$ мм.

Приклад умовного позначення відбортованого днища з D = 1000 мм та $s_д$ = 6 мм:

Днище 1000-6 ГОСТ 12622-78

Таблиця Є.10 – Розміри плоских стальних відбортованих (ГОСТ 12622-78) і не відбортованих (ГОСТ 12623-78) днищ для корпусів з зовнішніми базовими діаметрами

$D_з$, мм	відбортовані			не відбортовані		
	$s_д$, мм	$F_д$, м^2	$V_д$, м^3	D, мм	$s_д$, мм	s_1*
133 159 168				119 143 152	4–22, 25	5 6 6
219 273 325 377 426 480	4, 6	0,06 0,09 0,12 0,16 0,19 0,24	0,002 0,003 0,004 0,006 0,007 0,009	203 255 305 355 402 456	4–22, 25	7 7 8 9 10 10
530 630 720 820 920	4, 6	0,28 0,38 0,49 0,63 0,78	0,011 0,016 0,021 0,030 0,038			
1020 1120 1220 1320 1420	4–8 6, 8 6, 8 6, 8 6, 8	0,94 1,11 1,31 1,53 1,75	0,047 0,057 0,068 0,079 0,092			

Примітки: $R_б$ = 30 мм – $h_ц$ = 25 мм для $D_з \le 720$ мм, $h_ц$ = 30 мм для $D \ge 820$ мм.
* – розміри для довідок.

Приклад умовного позначення відбортованого днища з $D_з$= 325 мм та s = 6 мм:

Днище 325-6 ГОСТ 12622-78

ДОДАТОК Ж

ВАРІАНТИ ЗАВДАНЬ ДЛЯ ПРОВЕДЕННЯ ПРАКТИЧНИХ І САМОСТІЙНИХ ЗАНЯТЬ ЗА РОЗРАХУНКАМИ НА МІЦНІСТЬ ПОСУДИН І АПАРАТІВ

Таблиця Ж.1 – Вихідні дані для вирішення задачі № 1

Номер варіанта	Робочий тиск $p_{роб}$, МПа	Внутрішній діаметр апарата *D*, м	Температура робочого середовища *t*, °С	*h* або *L*, м	Матеріал	Розрахунко-вий термін служби τ, років	Проник-ність П, мм/рік
1	0,05	2	143	8	Ст.3	10	0,09
2	0,08	1,6	158	6	09Г2С	11	0,1
3	0,1	3,2	170	12	Сталь 20	12	0,12
4	0,6	3	175	11	Сталь 20К	13	0,14
5	0,9	2,8	1833	10	10Г2	11	0,11
6	1,1	1	187	4	09Г2С	11	0,08
7	1,2	1,4	151	4,5	17ГС	12	0,07
8	0,5	1,2	164	4,3	17Г1С	12	0,06
9	0,7	1,6	179	3,8	10Г2С1	12	0,1
10	1,0	1,8	135	3	12ХМ	15	0,11
11	0,3	2	140	5	12МХ	15	0,12
12	0,02	2,2	190	6	15ХМ	15	0,08
13	0,04	2,4	185	6,5	15Х5М	15	0,07
14	0,06	1,8	170	4	15ХМ5	15	0,06
15	1,3	1,2	165	3,8	Ст.3	10	0,1
16	1,4	1,4	160	3,6	09Г2С	11	0,11
17	1,5	1	155	3	Сталь 20	12	0,15
18	1,7	0,8	150	4,5	Сталь 20К	13	0,09
19	0,01	1	145	4	12Х18Н10Т	16	0,08
20	0,03	1,2	140	5	03Х18Н11	16	0,06
21	0,07	1,4	135	4,2	03Х17Н14М3	17	0,05
22	0,09	1,6	130	4,6	12ХМ	15	0,055
23	0,12	3,4	150	16	12МХ	15	0,16
24	0,16	3,6	153	18	15ХМ	15	0,17
25	0,2	3,8	144	20	15Х5М	15	0,09
26	0,3	3,6	148	14	03Х18Н11	16	0,1

Таблиця Ж.2 – Вихідні дані для вирішення задачі № 2

Номер варіанта	Розрахунковий тиск $p_р$, МПа	Внутрішній діаметр апарата D, м	Температура стінок апарата t, °C	Товщина елементів, що з'єднуються	Елемент що приєднується	Матеріал
1	0,08	1000	143	4	кон.	Ст3
2	0,11	1200	158	8	кон.	09Г2С
3	0,16	1400	170	10	еліпт.	16ГС
4	0,16	1400	175	10	кон.	20
5	0,18	1600	183	12	еліпт.	12Х18Н10Т
6	0,17	1600	187	12	кон.	08Х18Н10Т
7	0,15	1800	180	8	еліпт.	10Х17Н13М2Т
8	0,15	1800	164	8	еліпт.	Ст3
9	0,13	2000	179	8	кон.	09Г2С
10	0,22	3400	135	12	еліпт.	20
11	1,3	1000	110	14	еліпт.	Ст3
12	1,1	1200	125	14	еліпт.	09Г2С
13	1,4	1400	230	14	еліпт.	16ГС
14	0,9	1400	105	8	плоск.	20
15	1,2	1600	146	12	еліпт.	12Х18Н10Т
16	0,8	1600	159	8	плоск.	08Х18Н10Т
17	1,0	1800	140	10	еліпт.	10Х17Н13М2Т
18	0,7	1800	90	6	кон.	Ст3
19	0,6	2800	115	6	плоск.	09Г2С
20	0,5	3200	87	6	плоск.	20
21	0,08	1000	145	3	еліпт.	Ст5
22	0,05	1200	162	2	еліпт.	09Г2С
23	0,4	1400	170	3	плоск.	16ГС
24	0,6	1400	130	3	плоск.	20
25	0,06	1600	140	2	кон.	12Х18Н10Т
26	0,8	1600	110	4	плоск.	12Х18Н10Т

Примітки: еліпт. – Еліптичне днище; кон. – Конічне днище; плоск. – Плоске днище

Таблиця Ж.3 – Вихідні дані для вирішення задачі № 3

Номер варіанта	Робочий тиск $p_{роб}$, МПа		t, °C	D, мм	D_1, мм	$H_ц$, мм	α_1	τ, р.	П, мм/рік	Матеріал
	Внутрішній	Зовнішній								
1	0,08	0,08	143	1000	100	1200	45	12	0,11	Ст3
2	0,11	0,11	158	1200	150	1400	45	12	0,08	09Г2С
3	0,16	0,16	170	1400	200	1500	45	12	0,05	16ГС
4	0,16	0,16	175	1400	200	1500	45	10	0,09	20
5	0,18	0,18	183	1600	300	1700	45	13	0,17	12Х18Н10Т
6	0,17	0,17	187	1600	250	1800	60	13	0,13	08Х18Н10Т
7	0,15	0,15	180	1800	300	1900	45	14	0,08	10Х17Н13М2Т
8	0,15	0,15	164	1800	340	1900	60	9	0,22	Ст3
9	0,13	0,13	179	2000	360	2100	60	8	0,31	09Г2С
10	0,22	0,22	135	3400	400	3500	80	10	0,25	20
11	1,3	0,9	110	1000	90	1200	45	10	0,14	Ст3
12	1,1	1,1	125	1200	100	1300	45	8	0,09,	09Г2С
13	1,4	1,1	230	1400	110	1500	45	9	0,06	16ГС
14	0,9	0,9	105	1400	120	1500	45	11	0,04	20
15	1,2	1,2	146	1600	150	1700	45	13	0,01	12Х18Н10Т
16	0,8	0,8	159	1600	160	1800	45	13	0,02	08Х18Н10Т
17	1,0	1,0	140	1800	200	1800	60	14	0,03	10Х17Н13М2Т
18	0,7	0,7	90	1800	220	1900	60	10	0,24	Ст3
19	0,6	0,6	115	2800	280	2000	60	10	0,11	09Г2С
20	0,5	0,5	87	3200	280	2200	80	11	0,15	20
21	0,08	0,08	145	1000	80	1300	45	9	0,20	Ст5
22	0,05	0,05	162	1200	100	1400	45	7	0,22	09Г2С
23	0,4	0,4	170	1400	120	1500	45	7	0,11	16ГС
24	0,6	0,6	130	1400	120	1500	45	9	0,12	20
25	0,06	0,06	140	1600	140	1700	45	14	0,08	12Х18Н10Т
26	0,8	0,8	110	1600	140	1700	45	14	0,07	12Х18Н10Т
27	1,2	0,8	175	1600	180	1700	45	12	0,06	12ХМ
28	0,9	0,9	150	1800	200	1900	45	9	0,13	20
29	0,4	0,4	120	2600	200	2100	60	9	0,11	10Г2
30	0,55	0,55	110	2400	250	2100	60	8	0,12	20К

СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ ДО ЗАГАЛЬНОЇ ЧАСТИНИ

1. ГОСТ 12.0.003-74. Небезпечні та шкідливі виробничі фактори. Класифікація. Дата початку дії 01.01.1976.

2. Канторович, З. Б. (1960). Основы расчета химических машин и аппаратов. М.: Машгиз, 744.

3. Тимонин, А. С. (2002). Основы конструирования и расчета химико-технологического и природоохранного оборудования. Т. 1. Калуга: Изд-во Н. Бочкаревой, 852.

4. Лащинский, А. А. (1981). Конструирование сварных химических аппаратов. Л.: Машиностроение, 382.

5. Лащинский, А. А., Толчинский, А. Р. (1970). Основы проектирования и расчета химической аппаратуры. Л.: Машиностроение, 572.

6. Гусев, Ю. И., Карасев, П. Н., Кольман-Иванов, Э. Э. и др. (1985). Конструирование и расчет машин химических производств. М.: Машиностроение, 408.

7. Домашнев, А. Д. (1961). Конструирование и расчет химических аппаратов. М.: Машиностроение, 624.

8. Остриков, А. Н., Абрамов, О. В. (2003). Расчет и конструирование машин и аппаратов пищевых производств. СПб.: ГИОРД, 352.

9. Орлов, П. И. (1977). Основы конструирования. Кн. 2. М.: Машиностроение, 575.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ ДО ТЕОРЕТИЧНОЇ ЧАСТИНИ

1. Филин, А. П. (1975). Элементы теории оболочек. Л.: Стройиздат, 256.

2. Домашнев, А. Д. (1961). Конструирование и расчет химических аппаратов. М.: Машиностроение, 624.

3. Генкин, А. Э. (1970). Оборудование химических заводов. М.: Высшая школа, 352.

4. Беляев, В. М. (2003). Конструирование и расчет элементов отрасли. Ч. 1: Тонкостенные сосуды и аппараты химических производств. Томск, 168.

5. Макаров, Е. Г. (2004). Сопротивление материалов на базе Mathcad. СПб.: БХВ, 512.

6. Стороженко, В. Я. (2002). Розрахунок тонкостінних апаратів (теорія та практика). Суми: Алан-Екс, 212.

7. Теория оболочек. Энциклопедия по машиностроению XXL. URL: https://mash-xxl.info/info/24130/

8. Расчет тонкостенных конструкций оболочечного типа. Часть 1: Методические указания (Основы теории тонкостенных оболочек вращения. Расчет оболочек вращения по безмоментной теории) (2002). Москва. URL: https://vunivere.ru/work57583

СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ ДО ПРАКТИЧНОЇ ЧАСТИНИ

1. Лащинский, А. А. (1981). Конструирование сварных химических аппаратов. Л.: Машиностроение, 382.

2. Лащинский, А. А., Толчинский, А. Р. (1970). Основы проектирования и расчета химической аппаратуры. Л.: Машиностроение, 572.

3. Михалев, М. Ф., Третьяков, Н. П., Мильченко, А. И., Зобнин, В. В.; Михалева, М. Ф. (Ред.) (1984). Расчет и конструирование машин и аппаратов химических производств: Примеры и задачи. Л.: Машиностроение, 301.

4. Коптева, В. Б. (2001). Расчет и конструирование элементов машин и аппаратов. Методические указания и контрольные работы. Тамбов: Изд-во ТГТУ, 17.

5. ГОСТ 5520-79. Прокат листовой из углеродистой, низколегированной и легированной стали для котлов и сосудов, работающих под давлением. Технические условия.

6. ГОСТ 5582-75*. Прокат тонколистовой коррозионно-стойкий, жаростойкий и жаропрочный. Технические условия.

7. ГОСТ 19903-74*. Прокат листовой горячекатаный. Сортамент.

8. ГОСТ 10885-85*. Сталь листовая горячекатаная двухслойная коррозионно-стойкая. Технические условия.

9. ГОСТ 9045-93. Прокат тонколистовой холоднокатаный из низкоуглеродистой качественной стали для холодной штамповки. Технические условия.

10. ГОСТ 14637-89*. Прокат толстолистовой из углеродистой стали обыкновенного качества. Технические условия.

11. ГОСТ 356-80. Арматура и детали трубопроводов. Давления условные, пробные и рабочие. Ряды.

12. ГОСТ 24756-81. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Определение расчетных усилий для аппаратов колонного типа от ветровых нагрузок и сейсмических воздействий.

13. ГОСТ 14249-89. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность.

14. ДНАОП 0.00-1.07-94. Правила устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением.

15. ГСТУ 3-17-191-2000. Посудини та апарати стальні зварні. Загальні технічні умови.

16. ГОСТ 10702-78*. Прокат из качественной конструкционной углеродистой и легированной стали для холодного выдавливания и высадки. Технические условия.

17. ГОСТ 6533-78. Днища эллиптические отбортованные стальные для сосудов, аппаратов и котлов. Основные размеры.

18. ГОСТ 24755-89. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность укрепления отверстий.

19. СОУ МПП 71.120-217:2009. Сосуды и аппараты стальные сварные. Общие технические условия.

20. ГОСТ 356-80. Арматура и детали трубопроводов. Давления условные, пробные и рабочие. Ряды.

21. Товажнянський, Л. Л., Михайліченко, В. П., Нечипоренко, Д. І. та ін. (2010). Розрахунок і конструювання машин і апаратів хімічної та харчової промисловості. Харків: НТУ «ХПІ», 160.

22. ГОСТ 14249-89. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность.

23. ГОСТ 25221-82 (СТ СЭВ 3028-81). Сосуды и аппараты. Днища и крышки сферические неотбортованные. Нормы и методы расчета на прочность.

24. Михайличенко, В. П., Нечипоренко, Д. И., Новожилова, Т. Б. (2017). Днища сварных тонкостенных сосудов и аппаратов. Харьков: НТУ «ХПИ», 122.

25. ГОСТ 25867-83. Сосуды и аппараты. Сосуды с рубашками. Нормы и методы расчета на прочность.

26. ОСТ 26-291-79. Сосуды и аппараты стальные сварные. Технические требования (1981). М.: НИИхиммаш, 256.

27. ОСТ 24.201.03-90. Сосуды и аппараты стальные высокого давления. Общие технические требования.

28. Топтуненко, Е. Т. (1974). Основы конструирования и расчета химических аппаратов и машин. Ч. 2. Киев: Вища школа, 218.

29. Касаткин, А. Г. (1961). Основные процессы и аппараты химической технологии. М.: Госхимиздат, 831.

30. Павлов, К. Ф., Романков, П. Г., Носков, А. А.; Романкова, П. Г. (Ред.) (1987). Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. Л.: Химия, 576.

31. Борисов, Г. С., Брыков, В. П., Дытнерский, Ю. И. и др.; Дытнерский, Ю. И. (Ред.) (1991). Основные процессы и аппараты химической технологии. Пособие по проектированию. М.: Химия, 496.

32. Стороженко, В. Я. (2002). Розрахунок тонкостінних апаратів (теорія та практика). Суми: Алан-Екс, 212.

ДЛЯ НОТАТОК

ДЛЯ НОТАТОК

Навчальне видання

МИХАЙЛІЧЕНКО Вілімін Петрович
НЕЧИПОРЕНКО Дмитро Ігорович
НОВОЖИЛОВА Тетяна Борисівна
СЕБКО Вадим Вадимович
ПІТАК Інна Вячеславівна
ПІТАК Олег Ярославович

РОЗРАХУНОК І КОНСТРУЮВАННЯ ПОСУДИН І АПАРАТІВ ХІМІЧНОЇ ТА ХАРЧОВОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ

Підручник
для студентів спеціальності
133 «Галузеве машинобудування»

Частина 1

Відповідальний за випуск проф. В. П. Шапорев
Роботу до видання рекомендувала проф. М. Г. Зінченко

Редактор О. В. Козюк

План 2019 р., поз. 7
Підп. до друку 05.09.2020 р. Формат 60×84 1/16. Папір офсетний.
Друк цифровий. Гарнітура Times. Ум. друк. арк. 17,5. Обл-вид. арк. 16,28.
Наклад 300 прим. Зам. № 02м-2020. Ціна договірна.

Видавництво та друкарня ПП "Технологічний Центр"
Свідоцтво про внесення суб’єкта видавничої справи ДК № 4452 від 10.12.2012
Адреса: 61145, м. Харків, вул. Шатилова дача, 4